



E 2

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

Offenlegungsschrift

DE 199 16 871 A 1

⑤1 Int. Cl.⁶:
F 16 D 13/64
F 16 F 15/123

②1 Aktenzeichen: 199 16 871.7
②2 Anmeldetag: 14. 4. 99
④3 Offenlegungstag: 28. 10. 99

③0 Unionspriorität:
P 10-108349 17. 04. 98 JP

⑦1 Anmelder:
Exedy Corp., Osaka, JP

⑦4 Vertreter:
Hoefér, Schmitz, Weber, 81545 München

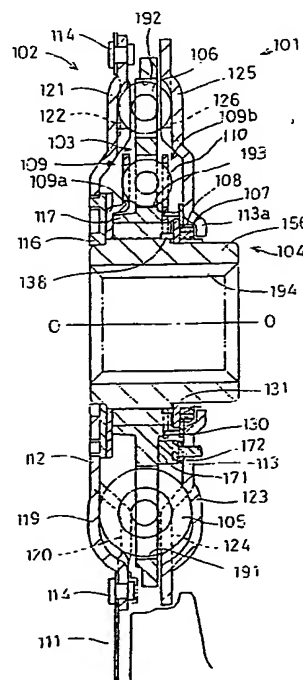
⑦2 Erfinder:
Hashimoto, Hideki, Katano, Osaka, JP; Harada,
Takashi, Shijonawate, Osaka, JP; Fujioka, Keisuke,
Shijonawate, Osaka, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Dämpfungsscheibenanordnung

⑤7 Die vorliegende Erfindung betrifft eine Dämpfungsscheibenanordnung mit einem Dämpfungsmechanismus (108). Der Dämpfungsmechanismus (108) weist einen vereinfachten Aufbau mit einer Feder und einem reibungserzeugenden Mechanismus auf, welcher eine Charakteristik eines ersten Schritts in einer Dämpfungsscheibenanordnung mit geteilter Nabe bereitstellt. Die Dämpfungsscheibenanordnung weist ebenfalls eine Ausgangsnabe (104), ein Paar Eingangsplatten (112) und (113), eine Zwischenplatte (109) und ein erstes elastisches Element (106) auf. Die Zwischenplatte (109) ist zwischen dem Paar der Eingangsplatten (112) und (113) angeordnet. Das erste elastische Element (106) verbindet das Eingangsplattepaa (112) und (113) und die Zwischenplatte (109) elastisch in Drehrichtung. Die Ausgangsnabe (104) ist an einer inneren Umfangsseite des Paa (112) und (113) und der Zwischenplatte (109) angeordnet. Der Dämpfungsmechanismus (108) verbindet die Ausgangsnabe (104) und die Zwischenplatte (109) elastisch in Drehrichtung und umfaßt einen ersten und zweiten Bereich (131) und (132) sowie einen elastischen Bereich (107). Der erste Bereich (131) ist mit einem äußeren Umfang der Ausgangsnabe (104) in einer relativ hierzu drehfesten aber axial bewegbaren Weise verbunden. Der erste Bereich (131) umfaßt eine erste Reibfläche und ein erstes Abstützteil (164). Der zweite Bereich (130) ist mit der Zwischenplatte (109) in einer relativ hierzu drehfesten Weise verbunden. Der zweite ...



DE 199 16 871 A 1

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein eine Dämpfungsscheibenanordnung. Genauer betrifft die vorliegende Erfindung eine Dämpfungsscheibenanordnung für eine geteilte Nabe.

Eine Kupplungsscheibenanordnung oder Dämpfungsscheibenanordnung, welche in einer Kupplung eines Fahrzeuges verwendet wird, weist eine Kupplungsfunktion des Einkuppelns und/oder Auskuppelns eines Schwungrades eines Motors von einer Getriebewelle auf und eine Dämpfungsfunktion zum Aufnehmen und Dämpfen von Torsionsschwingungen, welche vom Schwungrad übertragen werden. Die Kupplungsscheibenanordnung umfaßt im wesentlichen eine Kupplungsscheibe, ein Paar Eingangsplatten, eine Nabe und einen elastischen Bereich. Das Paar der Eingangsplatten ist fest mit der Kupplungsscheibe verbunden. Die Nabe ist an der inneren Umfangsseite der Eingangsplatte angeordnet. Der elastische Bereich verbindet die Nabe und die Eingangsplatten für eine Bewegung in einer Drehrichtung elastisch miteinander. Der elastische Bereich ist zwischen den Eingangsplatten und der Nabe angeordnet und wird in einer Drehrichtung zusammengedrückt, wenn sich die Eingangsplatten relativ gegenüber der Nabe drehen. Wenn die Kupplungsscheibenanordnung mit dem Schwungrad gekuppelt ist, wird ein Drehmoment vom Schwungrad auf die Eingangsplatten der Kupplungsscheibenanordnung übertragen. Das Drehmoment wird über den elastischen Bereich auf die Nabe übertragen und anschließend an eine sich von einem Getriebe her erstreckende Welle abgegeben. Wenn eine Drehmomentenschwankung vom Motor auf die Kupplungsscheibenanordnung übertragen wird, wird eine Relativdrehung zwischen dem Paar Eingangsplatten und der Nabe verursacht, und der elastische Bereich wird wiederholt in einer Kreisrichtung zusammengedrückt.

Zusätzlich weist die Kupplungsscheibenanordnung einen Reibmechanismus auf. Der Reibmechanismus ist zwischen der Eingangsplatte und der Nabe angeordnet und erzeugt einen Reibwiderstand, wenn sich beide Bereiche relativ zueinander drehen. Der Reibmechanismus umfaßt eine Vielzahl von Unterlegscheiben und Druckbereichen.

Eine Kupplungsscheibenanordnung für eine geteilte Nabe weist einen Nabenflansch (geteilter Flansch) auf, bei dem ein herkömmlicher Flansch einer Nabe von einem Nabenwulst getrennt ist. Zusätzlich sind bei der Kupplungsscheibenanordnung mit geteilter Nabe der Nabenwulst und der Nabenflansch jeweils in einer Drehrichtung durch einen elastischen Bereich mit einer geringen Steifigkeit verbunden. Diese Kupplungsscheibenanordnung weist einen großen Torsionswinkel zwischen einer Eingangsplatte und der Nabe auf, zusätzlich stellt sie eine Steifigkeit in zwei Schritten (geringe Steifigkeit – hohe Steifigkeit) bereit.

Die oben erwähnte herkömmliche Kupplungsscheibenanordnung mit geteilter Nabe umfaßt beispielsweise einen kleinen Reibmechanismus, welcher zwischen einer Rückhalteplatte (einer Platte des Paares von Eingangsplatten) und dem Nabenwulst der Nabe gebildet ist sowie einen großen Reibmechanismus, welcher zwischen der Rückhalteplatte und dem Nabenflansch gebildet ist. Der große Reibmechanismus umfaßt einen ersten Reibbereich, welcher den Nabenflansch berührt und mit der Rückhalteplatte relativ drehfest und axial bewegbar verbunden ist, sowie einen ersten Druckbereich, welcher zwischen dem ersten Reibbereich und der Rückhalteplatte angeordnet ist und den ersten Reibbereich gegen die Nabenflanschseite drückt. Der kleine Reibmechanismus umfaßt einen zweiten Reibbereich, welcher den Flansch der Nabe berührt und mit der Rückhalteplatte relativ drehfest und axial bewegbar verbunden ist, so-

wie einen zweiten Druckbereich, welcher zwischen dem zweiten Reibbereich und der Rückhalteplatte angeordnet ist und den zweiten Reibbereich gegen die Flanschseite drückt. Im allgemeinen wird der erste Reibbereich so festgesetzt, daß er einen Reibkoeffizienten aufweist, welcher größer als der des zweiten Reibbereichs ist, und der erste Druckbereich wird so festgesetzt, daß er eine Druckkraft aufweist, welche größer als die des zweiten Druckbereichs ist. Daher erzeugt der große Reibmechanismus eine größere Reibung (hohes Hysteresisdrehmoment) im Vergleich mit dem kleinen Reibmechanismus.

Innerhalb eines Bereiches eines Torsionswinkels des ersten Schritts, in welchem der Nabenflansch und die Nabe eine Relativdrehung ausführen, wird der elastische Bereich mit einer geringen Steifigkeit zusammengedrückt und der zweite Reibbereich des kleinen Reibmechanismus reibt am Flansch des Nabenwulstes, woraus eine Charakteristik geringer Steifigkeit – geringen Hysteresisdrehmoments resultiert. Nachdem der Nabenflansch beginnt, sich zusammen mit dem Nabenwulst als ein Körper zu drehen, wird eine Relativdrehung zwischen dem Nabenflansch und einem Paar der Eingangsplatten verursacht. Innerhalb eines Bereiches dieses zweiten Schritts wird ein elastischer Bereich mit einer hohen Steifigkeit zwischen dem Nabenflansch und einem Paar der Eingangsplatten zusammengedrückt, und der zweite Reibbereich des großen Reibmechanismus reibt am Nabenflansch, woraus eine Charakteristik hoher Steifigkeit – hohen Hysteresisdrehmoments resultiert.

Bei der oben erwähnten herkömmlichen Kupplungsscheibenanordnung mit separatem Flansch wird eine Schraubenfeder als elastischer Bereich mit einer geringen Steifigkeit innerhalb eines konkaven Teils angeordnet, welcher um Außen- und Innenzähne der Nabe und Innenzähne des separaten Flansches gebildet ist. Der Reibmechanismus des ersten Schritts umfaßt den Reibbereich, der sich zusammen mit der Rückhalteplatte als ein Körper dreht und der axial bewegbar angeordnet ist, sowie den Druckbereich, welcher zwischen dem Reibbereich und der Rückhalteplatte angeordnet ist. Der Druckbereich wird zwischen dem Reibbereich und der Rückhalteplatte in Axialrichtung zusammengedrückt, und drückt den Reibbereich in Richtung der Flanschseite. Bei dieser Kupplungsscheibenanordnung muß eine vorbestimmte Aussparung, in welcher die Feder angeordnet wird, an der Nabe und dem separaten Flansch gebildet werden. Zusätzlich führt die Bildung der Aussparung zu einer Verringerung der Anzahl der Außen- und Innenzähne der Nabe und der Innenzähne des separaten Flansches. Mit anderen Worten, ein Bereich bzw. eine Fläche, auf welcher sich beide Bereiche berühren, verringert sich und eine Auflagerspannung verringert sich. Dementsprechend vergrößert sich die Möglichkeit einer Abnutzung bzw. eines Verschleißes und einer Beschädigung der Außen- und Innenzähne.

Daher besteht eine Notwendigkeit für eine Dämpfungsscheibenanordnung, welche die oben erläuterten Probleme im Stand der Technik überwindet. Diese Erfindung richtet sich auf diese Notwendigkeit im Stand der Technik sowie auch auf andere Notwendigkeiten, welche dem Fachmann aus der vorliegenden Offenbarung deutlich werden.

Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, den Aufbau der Feder und des reibungserzeugenden Mechanismus zu vereinfachen, welche die Charakteristik des ersten Schritts bei einer Dämpfungsscheibenanordnung mit geteilter Nabe bereitstellen.

Gemäß einem Aspekt der vorliegenden Erfindung ist eine Dämpfungsscheibenanordnung vorgesehen, welche ein Paar Eingangsplatten, eine Zwischenplatte, einen ersten elastischen Bereich und einen Dämpfungsmechanismus aufweist. Die Zwischenplatte ist zwischen dem Paar der Eingangs-

platten angeordnet. Der erste elastische Bereich verbindet das Paar der Eingangsplatten und die Zwischenplatte elastisch miteinander in einer Drehrichtung. Die Ausgangsnabe ist an einer inneren Umfangsseite des Paares der Eingangsplatten und der Zwischenplatte angeordnet. Der Dämpfungsmechanismus verbindet die Ausgangsnabe und die Zwischenplatte in eine Drehrichtung elastisch miteinander und umfaßt einen ersten und einen zweiten Bereich sowie einen elastischen Bereich. Der erste Bereich ist mit einem äußeren Umfang der Ausgangsnabe in einer relativ zueinander drehfesten (d. h. nicht drehbaren) aber axial bewegbaren Weise verbunden. Der erste Bereich umfaßt eine erste Reibfläche und ein erstes Stützteil. Der zweite Bereich ist mit der Zwischenplatte in einer relativ zueinander drehfesten Weise verbunden. Der zweite Bereich umfaßt eine zweite Reibfläche, welche in der Lage ist, die erste Reibfläche zu berühren, und ein zweites Stützteil entsprechend dem ersten Stützteil. Das Drehenteil des elastischen Bereichs wird durch die ersten und zweiten Stützteile abgestützt und verbindet die ersten und zweiten Bereiche in einer Drehrichtung.

Gemäß einem anderen Aspekt der vorliegenden Erfindung wird, wenn ein Drehmoment von dem Paar der Eingangsplatten auf die Dämpfungsscheibenanordnung übertragen wird, das Drehmoment auf die Zwischenplatte über den ersten elastischen Bereich übertragen. Das Drehmoment wird dann von der Zwischenplatte auf die Ausgangsnabe über den Dämpfungsmechanismus übertragen. Innerhalb des Dämpfungsmechanismus wird das Drehmoment vom zweiten Bereich auf den ersten Bereich über den elastischen Bereich übertragen.

Innerhalb eines Bereiches eines kleinen Torsionswinkels des ersten Schritts drehen sich die Zwischenplatte und die Ausgangsnabe relativ zueinander und der zweite elastische Bereich wird zwischen den ersten und zweiten Bereichen in einer Drehrichtung zusammengedrückt. Zu diesem Zeitpunkt reiben beide Reibflächen der ersten und zweiten Bereiche aneinander, was zu einer Erzeugung eines vorbestimmten Hysteresisdrehmoments führt.

Da der zweite elastische Bereich nicht durch die herkömmliche Nabe und die herkömmliche Zwischenplatte abgestützt wird, sondern durch die ersten und zweiten Bereiche, kann ein einfacherer Aufbau durch Verwendung eines Bereiches, welcher einfach herzustellen ist, ermöglicht werden. Zusätzlich ist bei dieser Dämpfungsscheibenanordnung die Reibfläche zwischen den ersten und zweiten Bereichen gebildet, was zu einer Verringerung der Anzahl von Teilen führt.

Vorzugsweise weist der erste Bereich einen ringförmigen Harzhauptkörper auf. Überdies stützt der erste Bereich die vorzugsweise ein axiales innenseitiges Teil des zweiten elastischen Bereichs ab. Der erste Stützteil ist ein konkaves Teil, welches am Harzhauptkörper gebildet ist. Der erste Stützteil weist ein innenumfangsseitiges Abstützteil auf, um eine innere Umfangsseite des zweiten elastischen Bereichs abzustützen. Der erste Bereich weist einen Vorsprung auf, welcher in Richtung der Flanschseite vorsteht und mit dem Flansch relativ zueinander drehfest und axial bewegbar verbunden ist.

Diese und weitere Ziele, Merkmale, Aspekte und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden einem Fachmann aus der nachfolgenden detaillierten Beschreibung in Verbindung mit der Zeichnung deutlich, welche bevorzugte Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung beschreibt. In der Zeichnung ist:

Fig. 1 eine teilweise geschnittene Seitenansicht einer Kupplungsscheibenanordnung gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung, wobei Bereiche zur besseren Darstellbarkeit nicht gezeichnet sind;

Fig. 2 eine vergrößerte Teilseitenansicht eines Teils der in Fig. 1 dargestellten Kupplungsscheibenanordnung, wobei Bereiche zur besseren Darstellung nicht gezeichnet sind;

Fig. 3 eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in Fig. 1 dargestellten Kupplungsscheibenanordnung entlang der Schnittlinie 0-III in Fig. 1;

Fig. 4 eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in Fig. 1 dargestellten Kupplungsscheibenanordnung entlang der Schnittlinie 0-IV in Fig. 1;

Fig. 5 eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in Fig. 1 dargestellten Kupplungsscheibenanordnung entlang der Schnittlinie 0-V in Fig. 1;

Fig. 6 eine schematische, vereinfachte Maschinensinnbild-darstellung eines Dämpfungsmechanismus, welcher die Kupplungsscheibenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung verwendet;

Fig. 7 eine zeigt Kurve für eine Torsionscharakteristik der Kupplungsscheibenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 8 ist eine Seitenansicht einer Befestigungsplatte, welche mit der in Fig. 1 gezeigten Kupplungsscheibenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung verwendet wird;

Fig. 9 ist eine Schnittdarstellung der in Fig. 8 dargestellten Befestigungsplatte entlang der Schnittlinie IX-IX von Fig. 8;

Fig. 10 ist eine Teilrandansicht eines Teils der in Fig. 8 dargestellten Befestigungsplatte entlang eines Pfeils X in Fig. 8;

Fig. 11 ist eine Teilranddarstellung eines Teils der in Fig. 8 dargestellten Befestigungsplatte entlang eines Pfeils XI in Fig. 8;

Fig. 12 ist eine Vorderansicht einer Buchse, welche mit der in Fig. 1 dargestellten Kupplungsscheibenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung verwendet wird;

Fig. 13 ist eine Teilrandansicht eines Teils der in Fig. 12 dargestellten Buchse entlang eines Pfeils XIII in Fig. 12;

Fig. 14 ist eine Querschnittsansicht der in Fig. 12 dargestellten Buchse entlang der Schnittlinie XIV-XIV in Fig. 12;

Fig. 15 ist eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in den Fig. 12 bis 14 dargestellten Buchse;

Fig. 16 ist eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in den Fig. 12 bis 15 dargestellten Buchse entlang der Schnittlinie XVI-XVI in Fig. 17;

Fig. 17 ist eine Rückansicht der in den Fig. 12 bis 16 dargestellten Buchse, welche mit der in Fig. 1 dargestellten Kupplungsscheibenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung verwendet wird;

Fig. 18 ist eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in den Fig. 12 bis 17 dargestellten Buchse entlang eines Pfeils XVIII in Fig. 17;

Fig. 19 ist eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in den Fig. 12 bis 18 dargestellten Buchse entlang eines Pfeils XIX in Fig. 17.

Fig. 20 ist eine Vorderansicht einer Reibbuchse, welche mit der in Fig. 1 dargestellten Kupplungsscheibenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung verwendet wird;

Fig. 21 ist eine Querschnittsansicht der in Fig. 20 dargestellten Reibbuchse entlang einer Schnittlinie XXI-XXI in Fig. 20;

Fig. 22 ist eine vergrößerte Teilquerschnittsansicht eines Teils der in Fig. 21 dargestellten Reibbuchse;

Fig. 23 ist eine Teilquerschnittsansicht eines Teils der Kupplungsscheibenanordnung gemäß einem anderen Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung entsprechend zu Fig. 3 des ersten Ausführungsbeispiels

Fig. 24 eine schematische Schnittansicht einer Kupplungsscheibenanordnung gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung.

rungsbeispiel der vorliegenden Erfindung;

Fig. 25 eine Draufsicht der Kupplungsscheibenanordnung, wobei eine Platte entfernt wurde;

Fig. 26 eine Querschnittsansicht, welche in einem vergrößerten Maßstab einen Dämpfer aus Fig. 24 zeigt;

Fig. 27 eine teilweise Draufsicht, welche einen Aufbau des Dämpfers zeigt;

Fig. 28 eine teilweise Draufsicht, welche den Aufbau eines Ausgangsdrehlements, eines Zwischenkörpers, eines Zwischenelements und eines Anschlags zeigt;

Fig. 29 eine mechanische Sinnbildarstellung der Kupplungsscheibenanordnung; und

Fig. 30 ein Diagramm, welches Torsionscharakteristiken der Kupplungsscheibenanordnung zeigt.

Nachfolgend werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung beschrieben:

In den Fig. 1 bis 5 ist eine Kupplungsscheibenanordnung 1 gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt. Die Kupplungsscheibenanordnung 1 wird in einer Kupplung eines Autos oder eines anderen motorisierten Fahrzeugs verwendet. Auf der in den Fig. 3 bis 5 linken Seite der Kupplungsscheibenanordnung sind ein Motor und ein Schwungrad (nicht in den Fig. 3 bis 5 gezeichnet) angeordnet und auf der in den Fig. 3 bis 5 rechten Seite ist ein Getriebe (nicht in den Fig. 3 bis 5 gezeichnet) angeordnet. Nachfolgend wird die in den Fig. 3 bis 5 linke Seite als erste Axialseite (Motorseite) bezeichnet und die in den Fig. 3 bis 5 rechte Seite als zweite Axialseite (Getriebeseite) bezeichnet. Die Mittellinie (0-0) in jeder Zeichnung stellt eine Rotationsachse oder eine Drehmitte der Kupplungsscheibenanordnung 1 dar. Wie in den Fig. 1 und 2 gezeigt, bezeichnet ein Pfeil R1 eine erste Drehrichtung (positive Richtung) des Schwungrades und der Kupplungsscheibenanordnung 1, während ein Pfeil R2 dessen entgegengesetzte Drehrichtung (negative Drehrichtung) bezeichnet.

Eine Kupplungsscheibenanordnung 1, wie in der Maschinensinnbildarstellung von Fig. 6 gezeigt, umfaßt im wesentlichen einen Eingangsdrehbereich 2, eine Nabe oder einen Ausgangsdrehbereich 3 und einen Dämpfungsmechanismus 4, welcher zwischen dem Eingangsdrehbereich 2 und der Nabe 3 angeordnet ist. Der Dämpfungsmechanismus 4 umfaßt einen ersten Dämpfungsmechanismus 5 mit einer Charakteristik eines Torsionswinkels eines zweiten Schritts und einem zweiten Dämpfungsmechanismus 6 mit einer Charakteristik eines Torsionswinkels eines ersten Schritts. Der Dämpfungsmechanismus 4 weist ebenfalls einen dritten Dämpfungsmechanismus auf, welcher nachfolgend beschrieben wird, der einen Reibmechanismus aufweist, welcher über den ganzen Bereich der Schritte der Torsion wirkt. Der erste Dämpfungsmechanismus 5 und der zweite Dämpfungsmechanismus 6 ist zwischen dem Eingangsdrehbereich 2 und der Nabe 3 angeordnet, um in Reihe über einen Nabenflansch oder eine Zwischenplatte 18 betrieben zu werden. Der dritte Dämpfungsmechanismus ist ebenfalls zwischen dem Eingangsdrehbereich 2 und der Ausgangsnabe 3 angeordnet.

Wie weiterhin in Fig. 6 gezeigt, umfaßt der erste Dämpfungsmechanismus 5 im wesentlichen einen ersten elastischen Mechanismus 7, einen ersten Reibmechanismus 8 und ein erstes Sperrelement bzw. Anschlag 11. Der erste elastische Mechanismus 7 weist zwei Garnituren von Federn 16 und 17 auf, wie in Fig. 1 gezeigt. Der erste Reibmechanismus 8 erzeugt Reibung, wenn der Nabenflansch 18 sich relativ zum Eingangsdrehbereich 2 dreht. Das erste Sperrelement 11 ist ein Mechanismus, welcher einen relativen Drehwinkel zwischen dem Nabenflansch 18 und dem Eingangsdrehbereich 2 steuert. Das erste Sperrelement 11 ermöglicht, daß sich der Eingangsdrehbereich 2 und der Nabenflansch

18 relativ zueinander innerhalb eines Bereichs eines Torsionswinkels von $\theta_2 + \theta_3$ drehen. Der erste elastische Mechanismus 7 (Federn 16 und 17), der erste Reibmechanismus 8 und das erste Sperrelement 11 sind zwischen dem Nabenflansch 18 und dem Eingangsdrehbereich 2 angeordnet, parallel bzw. nebeneinander betrieben zu werden.

Der zweite Dämpfungsmechanismus 6 umfaßt im wesentlichen einen zweiten elastischen Mechanismus 9, einen zweiten Reibmechanismus 10 und ein zweites Sperrelement bzw. Anschlag 12. Der zweite elastische Mechanismus 9 ist aus einer Vielzahl von zweiten Federn 21 gebildet. Jede zweite Feder 21 des zweiten elastischen Mechanismus 9 weist eine Federkonstante auf, welche kleiner als die der ersten Federn 16 des ersten elastischen Mechanismus 7 ist. Der zweite Reibmechanismus 10 ist derart ausgelegt, um eine Reibung zu erzeugen, welche kleiner als die Reibung ist, welche durch den ersten Reibmechanismus 8 erzeugt wird. Das zweite Sperrelement 12 ist ein Mechanismus, um eine Relativdrehung zwischen der Nabe 3 und dem Nabenflansch 18 zu steuern, und ermöglicht der Nabe 3 und dem Nabenflansch 18, sich innerhalb eines Bereichs eines Torsionswinkels θ_1 zu drehen. Der zweite elastische Mechanismus 9, der zweite Reibmechanismus 10 und das zweite Sperrelement 12 sind zwischen der Nabe 3 und dem Nabenflansch 18 angeordnet, um parallel bzw. nebeneinander betrieben zu werden.

Nachfolgend wird der Aufbau der Kupplungsscheibenanordnung 1 unter Bezugnahme auf Fig. 3 im Detail beschrieben. Der Eingangsdrehbereich 2 umfaßt eine Kupplungsplatte 31, eine Rückhalteplatte 32 und eine Kupplungsscheibe 33. Die Kupplungsplatte 31 und die Rückhalteplatte 32 sind scheibenförmige Elemente, welche ringförmige Plattenbereiche bilden, die in Axialrichtung voneinander um einen vorbestimmten Abstand beabstandet angeordnet sind. Die Kupplungsplatte 31 ist an der ersten Axialseite angeordnet und die Rückhalteplatte 32 ist an der zweiten Axialseite angeordnet. Die äußeren Umfangsteile der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 sind fest miteinander durch eine Vielzahl von Anschlagstiften 40 verbunden, welche in Kreisrichtung Seite an Seite angeordnet sind, wie in den Fig. 1 und 5 gezeigt. Dementsprechend ist der Abstand in Axialrichtung zwischen der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 durch die Stifte 40 bestimmt. Beide Platten 31 und 32 drehen sich zusammen als ein Körper. Eine Dämpfungsscheibe 41 der Kupplungsscheibe 33 ist fest mit dem äußeren Umfangsteil der Kupplungsplatte 31 mittels einer Vielzahl von Nieten 43 verbunden, wie in den Fig. 1, 3 und 4 gezeigt. Ein ringförmiger Reibbelag 42 ist fest mit beiden Seiten der Dämpfungsscheibe 41 verbunden.

Wie in Fig. 3 gezeigt, sind mehrere erste Sitze bzw. Aufnahmen 34 in der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 in gleichen Abständen in Kreisrichtung gebildet. Die ersten Aufnahmen 34 ist ein Bereich, welcher leicht in Axialrichtung ausbaucht. Jeder der ersten Aufnahmen 34 weist einen ersten Stützbereich 35 an seinen beiden Seiten in Kreisrichtung auf.

Die ersten Stützbereiche 35 liegen einander in Kreisrichtung gegenüber. Wie in Fig. 4 gezeigt, sind mehrere zweite Aufnahmen 36 in der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 in gleichen Abständen in Kreisrichtung gebildet. Die zweiten Aufnahmen 36 sind benachbart zur R1-Seite jeder der ersten Aufnahmen 34 angeordnet. Jede der zweiten Aufnahmen 36 weist einen zweiten Stützbereich 37 an dessen beiden Seiten in einer Kreisrichtung auf. Jede zweite Aufnahme 36 ist länger als die erste Aufnahme 34 sowohl in einer radialen als auch einer Kreisrichtung, wie in Fig. 1 gezeigt.

Wie in den Fig. 4 und 5 gezeigt, sind an einem äußeren

Umfangsrand der Rückhalteplatte 32 eine Vielzahl von gebogenen Teilen 51 gebildet, welche in Richtung der zweiten Axialseite gebogen sind. Die gebogenen Teile 51 sind benachbart zu den Anschlagstiften 40 gebildet. Die gebogenen Teile 51 erhöhen die Festigkeit des Umfangsbereichs der Anschlagstifte 40 gegenüber den Anschlagstiften 40. Daher können die Anschlagstifte 40 an der am weitesten radial äußeren Seite der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 angeordnet werden, woraus ein hohes Sperrdrehmoment resultiert. Da die gebogenen Teile 51 die Rückhalteplatte 32 in Radialrichtung nicht verlängern, kann die Länge der Rückhalteplatte 32 in Radialrichtung im Vergleich mit einer Platte gemäß dem Stand der Technik bei gleicher Festigkeit kleiner sein. Wenn die Länge der Rückhalteplatte 32 in Radialrichtung die gleiche ist wie bei einer herkömmlichen Rückhalteplatte, können die Anschlagstifte 40 an der radial weiter außen liegenden Seite angeordnet werden, als bei einer herkömmlichen Rückhalteplatte. Da die gebogenen Teile 51 nur teilweise um die Rückhalteplatte 32 gebildet sind, kann der Betrag an Material für die Metallplatte verringert werden.

Wie in den Fig. 3 bis 5 gezeigt, ist der Nabenflansch 18 in Axialrichtung zwischen der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 angeordnet. Der Nabenflansch 18 arbeitet als Zwischenbereich zwischen dem Eingangsdrehbereich 2 und der Nabe 3. Der Nabenflansch 18 ist ein scheibenförmiges Element oder ein ringförmiger Bereich, welcher dicker ist als die Platten 31 und 32. Am Nabenflansch 18 sind mehrere erste Fensteröffnungen 57 gebildet, welche den ersten Aufnahmen 34 entsprechen. Die ersten Fensteröffnungen 57 sind für die ersten Aufnahmen 34 gebildet. Der Kreiswinkel jeder der Fensteröffnungen 57 ist kleiner als der Kreiswinkel zwischen den ersten Stützbereichen 35 der ersten Aufnahmen 34. Die Mitten einer Drehrichtung der ersten Fensteröffnungen 57 stimmen im wesentlichen mit den der ersten Aufnahmen 34 überein. Daher, wie in Fig. 1 gezeigt, ist eine Lücke bzw. ein Zwischenraum eines Torsionswinkels 82 an beiden Seiten in einer Kreisrichtung zwischen den kreisseitigen Enden der ersten Fensteröffnungen 57 und den ersten Stützbereichen 35 der ersten Aufnahmen 34. Die Federn 17 sind innerhalb der ersten Fensteröffnungen 57 montiert. Die Federn 17 sind Schraubenfedern, wobei ihre Enden in Kreisrichtung die Enden in Kreisrichtung der ersten Fensteröffnungen 57 berühren. In diesem Zusammenhang existieren Zwischenräume mit Torsionswinkeln θ_2 zwischen den beiden Enden in Kreisrichtung der Federn 17 und der ersten Stützbereiche 35 der ersten Aufnahmen 34, wie in Fig. 1 dargestellt.

Wie in Fig. 4 gezeigt, sind am Nabenflansch 18 zweite Fensteröffnungen 56 an Positionen entsprechend den zweiten Aufnahmen 36 gebildet. Die Länge der zweiten Fensteröffnungen 56 in radialer und Kreisrichtung stimmen im wesentlichen mit denen der zweiten Aufnahmen 36 überein. Die ersten Federn 16 sind innerhalb der zweiten Fensteröffnungen 56 angeordnet. Die ersten Federn 16 bilden einen elastische Bereich, welcher zwei Arten von Schraubenfedern umfaßt. Die Enden in Kreisrichtung der ersten Federn 16 berühren beide Enden in Kreisrichtung der zweiten Fensteröffnungen 56. Zusätzlich berühren die beiden Enden in Kreisrichtung der ersten Federn 16 die zweiten Stützbereiche 37 der zweiten Aufnahmen 36.

Wie in den Fig. 3 und 4 gezeigt, ist ein zylinderförmiger Bereich 59, welcher sich in beide Richtungen axial erstreckt, im inneren Umfangsteil des Nabenflanschs 18 gebildet. Der zylinderförmige Bereich 59 weist eine Vielzahl von Innenzähnen 61 auf, welche daran gebildet sind, wie in Fig. 2 gezeigt. Diese Innenzähne 61 erstrecken sich vom zylinderförmigen Bereich 59 radial nach innen.

Die Nabe 3 ist ein zylinderförmiger Bereich, welcher sowohl an der inneren Umfangsseite der Platten 31 und 32 angeordnet ist, als auch an der inneren Umfangsseite des Nabenflanschs 18. Mit anderen Worten ist die Nabe 3 innerhalb einer Mittelöffnung jedes dieser Bereiche positioniert. Die Nabe 3 umfaßt im wesentlichen einen zylinderförmigen Nabenwulst 62. Die Nabe 3 weist eine Vielzahl von Keilzähnen 63 auf, welche in einer Mittelöffnung des Nabenwulsts 62 gebildet sind. Da die Keilzähne 63 mit der Keilverzahnung einer Welle verbunden sind, welche sich vom Getriebe her erstreckt, ist es möglich, ein Drehmoment von der Nabe 3 an die Getriebewelle abzugeben. Ein Flansch 64 erstreckt sich vom Nabenwulst 62 der Nabe 3 radial nach außen. In diesem Ausführungsbeispiel ist die Breite des Flanschs 64 gemessen in radialer Richtung klein. Der Flansch 64 der Nabe 3 weist eine Vielzahl von Außenzähnen 65 auf, welche sich radial vom Flansch nach außen erstrecken. Die Außenzähne 65 können als ein Teil des Flanschs 64 angesehen werden, welcher sich vom Nabenwulst 62 radial nach außen erstreckt. Die Außenzähne 65 weisen eine Radiallänge entsprechend dem zylinderförmigen Bereich 59 des Nabenflanschs 18 auf. Die Außenzähne 65 erstrecken sich innerhalb eines Raums zwischen den Innenzähnen 61 und Zwischenräumen mit vorbestimmten Torsionswinkeln θ_1 sind in einer Kreisrichtung an beiden Seiten der Außenzähne 65 gebildet. Der Torsionswinkel θ_1 auf der R2-Seite der Außenzähne 65 ist derart eingestellt, daß er leicht größer als der Torsionswinkel θ_1 auf der R1-Seite ist. Die Breite in Kreisrichtung sowohl der Innenzähne 61 als auch der Außenzähne 65 wird kleiner, je näher man sich am Ende der Zähne in Radialrichtung befindet.

Da sowohl die Innenzähne 61 als auch die Außenzähne 65 entlang des gesamten Umfangs gebildet sind, vergrößern sich die Bereiche, in welchen sich die Innenzähne 61 und die Außenzähne 65 miteinander in Berührung befinden. Mit anderen Worten, im Gegensatz zu den herkömmlichen Zähnen, ist eine Aussparung, in welcher ein elastischer Bereich mit einer geringen Steifigkeit angeordnet ist, nicht gebildet. Somit erhöhen sich die Kontaktbereiche zwischen den Innenzähnen 61 und den Außenzähnen 65. Mit anderen Worten, da sich eine Auflagerspannung zwischen diesen beiden Bereichen verringert, ist es unwahrscheinlich, daß eine Abnutzung oder Beschädigung auftritt. Dementsprechend weist das vorliegende Zahnsystem eine Charakteristik eines hohen Drehmoments bei Verwendung eines geringeren Raums auf, verglichen mit dem, bei dem ein Teil der Zähne entfernt wird. Nachfolgend wird der zweite Dämpfungsmechanismus 6 insbesondere unter Bezugnahme auf die Fig. 3 bis 5 und 8 bis 11 beschrieben. Der zweite Dämpfungsmechanismus 6 überträgt nicht nur ein Drehmoment zwischen der Nabe 3 und dem Nabenflansch 18, sondern nimmt ebenfalls Torsionsschwingungen auf und dämpft diese. Der zweite elastische Mechanismus 9 des zweiten Dämpfungsmechanismus 6 umfaßt im wesentlichen die zweiten Federn 21. Der zweite Reibmechanismus 10 des zweiten Dämpfungsmechanismus 6 umfaßt eine Buchse 19, eine Befestigungsplatte 20 und ein zweites Federelement (Platten- bzw. Tellerfeder) 78 auf. Der zweite Dämpfungsmechanismus 6 ist derart positioniert, daß er in Axialrichtung unterschiedlich zu den Innenzähnen 61 und den Außenzähnen 65 ist, welche die Nabe 3 und den Nabenflansch 18 verbinden. Insbesondere ist der zweite Dämpfungsmechanismus 6, wie in den Fig. 3 bis 5 gezeigt, derart angeordnet, daß er von den Innenzähnen 61 und den Außenzähnen 65 zur Getriebeseite verschoben ist. Auf diese Weise können ausreichend Berührungsbereiche zwischen den Innenzähnen 61 und den Außenzähnen 65 sichergestellt werden. Da der zweite Dämpfungsmechanismus 6 nicht zwischen den Innenzähnen 61

und den Außenzähnen 65 angeordnet ist, kann zusätzlich ein ausreichender Spielraum, um die zweiten Federn 21 zu verbinden, sichergestellt werden, welcher unterschiedlich zum herkömmlichen ist. Da somit ein Federblech nicht notwendig ist, ist die Durchführung der Montage der zweiten Federn 21 verbessert.

Die Befestigungsplatte 20 wirkt als ein Eingangsdrehbereich auf der Eingangsseite im zweiten Dämpfungsmechanismus 6. Mit anderen Worten ist die Befestigungsplatte 20 ein Bereich, auf welchen ein Drehmoment vom Nabenflansch 18 übertragen wird. Die Befestigungsplatte 20 ist ein dünner Metallplattenbereich, welcher zwischen dem inneren Umfang des Nabenflanschs 18 und dem inneren Umfang der Rückhalteplatte 32 angeordnet ist. Wie in den Fig. 8 bis 11 gezeigt, umfaßt die Befestigungsplatte 20 einen ersten scheibenförmigen Bereich 71, einen zylinderförmigen oder rohrförmigen Bereich 72 und einen zweiten scheibenförmigen Bereich 73. Der zylinderförmige Bereich 72 erstreckt sich vom inneren Umfangsrand des ersten scheibenförmigen Bereichs 71 in Richtung der zweiten Axialseite (Getriebe-seite). Der zweite scheibenförmige Bereich 73 erstreckt sich vom zylinderförmigen Bereich 72 in Radialrichtung nach innen.

Wie in den Fig. 2 bis 5 gezeigt, ist ein Abstandsstück 80 zwischen dem ersten scheibenförmigen Bereich 71 der Befestigungsplatte 20 und dem Nabenflansch 18 angeordnet. Das Abstandsstück 80 verbindet die Befestigungsplatte 20 mit dem Nabenflansch 18 in einer Drehrichtung und spielt eine Rolle beim Empfang einer Kraft, welche von der Befestigungsplatte 20 auf den Nabenflansch 18 ausgeübt wird. Das Abstandsstück 80 ist ein ringförmiges Harzteile und weist viele gewichtsverringende Bereiche auf, um das Gewicht zu verringern. Das Abstandsstück 80 umfaßt einen ringförmigen Bereich 81 und eine Vielzahl von Vorsprüngen 82, welche vom ringförmigen Bereich 81 nach außen in Radialrichtung vorstehen, wie in Fig. 2 gezeigt. Zwei Aussparungen 83 sind am äußeren Umfangsrand jedes der Vorsprünge 82 gebildet. Eine Auskrugung bzw. ein Vorsprung 84 erstreckt sich von jedem der Vorsprünge 82 in Richtung der ersten Axialseite, wie in Fig. 3 gezeigt. Die Vorsprünge 84 sind in Verbindungsöffnungen 58 eingeführt, welche im Nabenflansch 18 gebildet sind. Die Vorsprünge 84 sind mit den Verbindungsöffnungen 58 derart verbunden, daß sie leicht bewegbar in Radialrichtung und relativ unbeweglich in einer Drehrichtung sind. Wie in den Fig. 2 und 8 gezeigt, weist die Befestigungsplatte 20 vier Vorsprünge 74 auf. Die Vorsprünge 74 stehen nach außen in Radialrichtung in gleichen Abständen in Kreisrichtung vom ersten scheibenförmigen Bereich 71 der Befestigungsplatte 20 vor. Jeder der Vorsprünge 74 ist entsprechend den Vorsprüngen 82 des Abstandsstücks 80 gebildet. Nägel oder lappenförmige Teile 75 der Vorsprünge 74 sind innerhalb der Aussparungen 83 angeordnet, welche an den Enden der Vorsprünge 82 des Abstandsstücks 80 gebildet sind. Im oben erläuterten Aufbau ist die Befestigungsplatte 20 fest mit dem Nabenflansch 18 über das Abstandsstück 80 verbunden, so daß sie relativ zueinander drehfest sind. Mit anderen Worten ist die Befestigungsplatte 20 mit dem Nabenflansch 18 derart verbunden, daß ein Drehmoment vom Nabenflansch 18 auf die Befestigungsplatte 20 übertragen werden kann. Zusätzlich stützt der Nabenflansch 18 über das Abstandsstück 80 die erste Axialseite der Befestigungsplatte 20. Die Befestigungsplatte 20 ist in Richtung der zweiten Axialseite fort vom Abstandsstück 80 und dem Nabenflansch 18 bewegbar.

Nachfolgend wird unter Bezugnahme auf die Fig. 1 bis 5 der erste Reibmechanismus 8, welcher zwischen der Befestigungsplatte 20 und der Rückhalteplatte 32 gebildet ist, im Detail beschrieben. Der erste Reibmechanismus 8 umfaßt

eine erste Reibscheibe 48 und ein erstes Federelement (Platten- bzw. Tellerfeder) 49. Die Reibscheibe 48 ist mit der Rückhalteplatte 32 derart verbunden, daß sie relativ zueinander drehfest aber axial bewegbar ist und erzeugt eine Reibung durch Reiben an der Befestigungsplatte 20. Die erste Reibscheibe 48 umfaßt im wesentlichen einen ringförmigen Harzbereich. Die erste Reibscheibe 48 weist einen aus einem Harz hergestellten ringförmigen Bereich 85 und einen Reibbereich 86 auf.

Das Harz, welches zur Herstellung des ringförmigen Bereichs 85 verwendet wird, umfaßt im allgemeinen ein gummiartiges Harz und ein nylonartiges Harz. Beispielsweise kann das Harz, welches für den ringförmigen Bereich 85 verwendet wird, PPS (Polyphenylensulfid) oder PA 46 sein, wobei eines einer der beiden ein Nylonharz vom Polyamid-Typ ist. Wenn der ringförmige Bereich 85 nicht gegossen wird, ist PPS bevorzugt und wenn der ringförmige Bereich 85 gegossen wird, ist PA 46 bevorzugt. Die obige Beschreibung ist auch für andere ringförmige Harzbereiche, welche in der vorliegenden Anmeldung beschrieben werden, anwendbar.

Ein Reibbereich 86 wird an die der Befestigungsplatte 20 zugewandten Seite des ringförmigen Bereichs 85 angebracht oder angeklebt. Der Reibbereich 86 ist ein Bereich, der ausgelegt wurde, um einen Reibkoeffizienten zwischen der ersten Reibscheibe 48 und der Befestigungsplatte 20 zu erhöhen, und erstreckt sich in einer ringförmigen oder scheibenartigen Form. Der ringförmige Bereich 85 weist eine Vielzahl von Drehverbindungs-bereichen 87 auf, welche sich in Richtung der zweiten Axialseite erstrecken. Diese Verbindungs-bereiche 87 sind am inneren Umfang des ringförmigen Bereichs 85 gebildet. Die Drehverbindungs-bereiche 87 sind in eine Vielzahl von Aussparungen 53 eingeführt, welche an einer Mittelloffnung 52 (innerer Umfangsrand) der Rückhalteplatte 32 gebildet sind. Auf diese Weise ist die erste Reibscheibe 48 mit der Rückhalteplatte 32 in einer relativ zueinander drehfesten Weise aber einer axialbewegbaren Weise verbunden. Zusätzlich weist der ringförmige Bereich 85 Verbindungs-bereiche 88 auf, welche sich vom äußeren Umfangsrand radial nach außen und dann in Richtung der zweiten Axialseite erstrecken. Die Verbindungs-bereiche 88 sind relativ dünn und weisen ein lappenförmiges Teil oder einen Anschlagbereich am Ende auf. Die Verbindungs-bereiche 88 sind in Öffnungen 54 eingeführt, welche in der Rückhalteplatte 32 gebildet sind und die lappenförmigen Teile oder Anschlagbereiche der Verbindungs-bereiche 88 sind mit der Rückhalteplatte 32 verbunden. Die Verbindungs-bereiche 88 drücken selbständig in radialer Richtung nach außen wenn sie verbunden sind und drücken selbständig gegen die Öffnungen 54. Daher ist nach einer Teilmontage (Vormontage) die erste Reibscheibe 48 schwer von der Rückhalteplatte 32 zu trennen. Auf diese Weise übertragen an der ersten Reibscheibe 48 die Drehverbindungs-bereiche 87 ein Drehmoment und die Verbindungs-bereiche 88 verbinden vorübergehend einen Bereich der ersten Reibscheibe 85 mit der Rückhalteplatte 32. Die Verbindungs-bereiche 88 sind dünn und können gebogen werden. Da die Verbindungs-bereiche 88 eine geringe Steifigkeit aufweisen, brechen sie üblicherweise nicht während der Vormontage. Da während der Vormontage keine Kraft auf die Drehverbindungs-bereiche 87 ausgeübt wird, ist es daher weniger wahrscheinlich, daß die erste Reibscheibe 48 bricht, im Gegensatz zu herkömmlichen Harz-Reibscheiben, welche ein lappenförmiges Teil oder einen Anschlagbereich der radialen Verbindungs-bereiche 88 zur Verbindung mit einer Rückhalteplatte 32 aufweisen. Da zusätzlich auch keine Einpreßmaschine während der Vormontage notwendig ist, können die Ausrüstungskosten verringert werden.

Die erste Tellerfeder 49 ist zwischen der ersten Reibscheibe 48 und dem inneren Umfang der Rückhalteplatte 32 angeordnet. Die erste Tellerfeder 49 wird in Axialrichtung zwischen der Rückhalteplatte 32 und der ersten Reibscheibe 48 zusammengedrückt. Der äußere Umfangsrand der ersten Tellerfeder 49 wird durch die Rückhalteplatte 32 abgestützt, während der innere Umfangsrand der ersten Tellerfeder 49 den ringförmigen Bereich 85 der ersten Reibscheibe 48 berührt. Wie in Fig. 2 gezeigt, weist die erste Tellerfeder 49 eine Vielzahl von Aussparungen 49a auf, welche an deren innerer Umfangsseite gebildet sind. Es könnte auch gesagt werden, daß die Aussparungen 49a am inneren Umfangsrand eine Vielzahl von Vorsprüngen am inneren Umfangsrand der ersten Tellerfeder 49 bilden. Vorstehende Teile, welche an der äußeren Umfangsseite der Drehverbundbereiche 87 der ersten Reibscheibe 48 gebildet sind, werden in die Aussparungen 49a eingeführt. Auf diese Weise ist die erste Tellerfeder 49 mit der ersten Reibscheibe 48 in einer drehfesten Weise relativ zueinander verbunden.

Wie in den Fig. 8 bis 11 gezeigt, sind am zweiten scheibenförmigen Bereich 73 der Befestigungsplatte 20 mehrere herausgeschnittene und angehobene Teile 76 in gleichen Abständen in Kreisrichtung gebildet. Die herausgeschnittenen und angehobenen Teile 76 sind durch Herausschneiden und Anheben der inneren Umfangsseite des zweiten scheibenförmigen Bereichs 73 gebildet. Die herausgeschnittenen und angehobenen Teile 76 sind näher an der zweiten Axialseite angeordnet als im Vergleich mit anderen Teilen des zweiten scheibenförmigen Bereichs 73. In einem Teil des zweiten scheibenförmigen Bereichs 73, an welchem die herausgeschnittenen und angehobenen Teile 76 gebildet sind, ist eine Aussparung gebildet, wie in Fig. 8 gezeigt. Ein Stützteil bzw. -abschnitt 77 ist an beiden Enden des ausgesparten Abschnitts in einer Kreisrichtung gebildet.

Eine Buchse 19 dient als ein Ausgangsbereich im zweiten Dämpfungsmechanismus 6. Die Buchse 19 ist mit der Nabe 3 in einer relativ zueinander drehfesten Weise verbunden. Insbesondere ist die Buchse 19 ein ringförmiger Harzbe-
reich, welcher sowohl an der zweiten Axialseite der Innenzähne 61 des Nabenflanschs 18 und der Außenzähne 65 der Nabe 3 angeordnet ist. Die Buchse 19 ist ebenfalls an der inneren Umfangsseite des zylinderförmigen Bereichs 72 der Befestigungsplatte 20 positioniert und in einem Raum auf der äußeren Umfangsseite des zweiten axialseitigen Teils des Nabenwulstes 62. Die Buchse 19 umfaßt im wesentlichen einen ringförmigen Bereich 89 mit einer Vielzahl von Federaufnahmen 90, wie in den Fig. 12 bis 19 dargestellt. Die Federaufnahmen 90 sind in gleichen Abständen in Kreisrichtung an der Seitenfläche der zweiten Axialseite des ringförmigen Bereichs 89 gebildet. Die Federaufnahmen sind an Positionen entsprechend dem herausgeschnittenen und angehobenen Teilen 76 oder den ausgesparten Teilen der Befestigungsplatte 20 gebildet. Die Federaufnahmen 90 sind konkave Teile, welche an der Seitenfläche der Buchse 19 an der zweiten Axialseite gebildet sind. Die konkaven Teile, wie in den Fig. 14 und 15 gezeigt, sind glatt bzw. gleichmäßig gebildet, so daß ihr Querschnitt einen Teilkreis bildet. Zusätzlich ist eine Öffnung gebildet, welche jede Federaufnahme 90 in ihrer Mitte sowohl in Radial- als auch in Kreisrichtung durchdringt. Am Innenumfang des ringförmigen Bereichs 89 ist ein Innenumfangs-Abstützabschnitt 91 mit einer zylinderförmigen Form gebildet. Der Abstützabschnitt 91 erstreckt sich vom ringförmigen Bereich 89 in Richtung der zweiten Axialseite. Eine Innenumfangsfläche 91a der Buchse 19 wird durch den Innenumfangs-Abstützabschnitt 91 gebildet. Diese Innenfläche 91 berührt oder befindet sich nahe der Außenumfangsfläche des Nabenwulstes 62. Eine Seitenfläche 89a ist an der zweiten Axialseite des

ringförmigen Bereichs 89 der Buchse 19 gebildet. Diese Seitenfläche 89a berührt die Seitenfläche der ersten Axialseite des zweiten scheibenförmigen Bereichs 73 der Befestigungsplatte 20.

Der zweite Reibmechanismus 10 ist zwischen dem ringförmigen Bereich 89 der Buchse 19 und dem zweiten scheibenförmigen Bereich 73 der Befestigungsplatte 20 gebildet. Die zweiten Federn 21 sind innerhalb jeder Federaufnahme 90 angeordnet. Die zweiten Federn 21 sind vorzugsweise Schraubenfedern, welche kleiner als die ersten Federn 16 oder die Federn 17 sind. Die zweiten Federn 21 weisen ebenfalls Federkonstanten auf, welche kleiner als die der ersten Feder 16 oder der Feder 17 sind. Die zweiten Federn 21 sind innerhalb der Federaufnahme 90 angeordnet, wobei die Enden der zweiten Federn 21 in einer Kreisrichtung nahe der Enden der Federaufnahme 90 in Kreisrichtung sind oder diese berühren. Sowohl der axial innere Teil (erste Axialseite) und die Innenumfangsseite der zweiten Federn 21 werden durch die Buchse 19 innerhalb der Federaufnahmen 90 abgestützt.

Die Stützabschnitte 77 der Befestigungsplatte 20 sind in Drehrichtung mit beiden Enden in Kreisrichtung der zweiten Federn 21 verbunden. Auf diese Weise wird ein Drehmoment von der Befestigungsplatte 20 auf die Buchse 19 über die zweiten Federn 21 übertragen. Die erste Axialseite der Endfläche der zweiten Federn 21 in Kreisrichtung ist vollständig durch das Ende in Kreisrichtung der Federaufnahmen 90 abgestützt. Zusätzlich sind die Endflächen in Kreisrichtung der zweiten Feder 21 durch die Abstützabschnitte 77 abgestützt. Somit weist die zweite Feder 21 eine große verbindende Anlage an beiden Enden in Kreisrichtung auf. Mit anderen Worten, an beiden Enden in Kreisrichtung der zweiten Federn 21 vergrößert sich der Bereich eines Teils, welches abgestützt wird. Diese Anordnung wurde ermöglicht, indem die zweiten Federn 21 an einer Position angeordnet wurden, welche von der herkömmlichen Position zwischen einer Nabe 3 und einem Nabenflansch 18 in Axialrichtung versetzt wurde. Dementsprechend kann ein Federblech entfernt werden, woraus eine verringerte Anzahl an Teilen resultiert.

Die herausgeschnittenen und angehobenen Teile 76 sind derart angeordnet, um die axialen Außenseiten (die zweiten Axialseiten) der zweiten Federn 21 abzustützen. Somit sind die äußere Umfangsseite und die axialen Außenseiten der zweiten Federn 21 durch die Befestigungsplatte 20 abgestützt.

Wie in den Fig. 4, 16 und 17 gezeigt, sind mehrere Verbindungsteile 99 an der Buchse 19 gebildet, welche sich vom ringförmigen Bereich 89 in Richtung der ersten Axialseite erstrecken. Die Verbindungsteile 99 sind Vorsprünge, welche sich zur ersten Axialseite zur Übertragung eines Drehmoments der Buchse 19 auf die Nabe 3 erstrecken. Die Verbindungsteile 99 weisen Querschnitte auf, welche in die Zwischenräume zwischen den Außenzähnen 65 passen. Die Verbindungsteile 99 werden zwischen die Außenzähne 65 der Nabe 3 eingeführt. Somit sind die Verbindungsteile 99 mit den Außenzähnen 65 in einer in Kreisrichtung nicht bewegbaren Weise verbunden.

Eine zweite Tellerfeder 78 ist ein druckausübender Bereich im zweiten Reibmechanismus 10, um den zweiten scheibenförmigen Bereich 73 und den ringförmigen Bereich 89 in Axialrichtung gegeneinander zu drücken. Die zweite Tellerfeder 78 ist in Axialrichtung zwischen der Buchse 19 und den Außenzähnen 65 der Nabe 3 und den Innenzähnen 61 des Flanschs 18 angeordnet. Der innere Umfang der zweiten Tellerfeder 78 wird durch den Flansch 64 der Nabe 3 abgestützt, während der äußere Umfang der zweiten Tellerfeder 78 den ringförmigen Bereich 89 der Buchse 19 berührt.

Die zweite Tellerfeder 78 wird in Axialrichtung zusammengedrückt und drückt die Buchse 19 in Richtung der zweiten Axialseite. Somit werden die Seitenfläche 89a der zweiten Axialseite des ringförmigen Bereichs 89 der Buchse 19 und die Seitenfläche der ersten Axialseite des zweiten scheibenförmigen Bereichs 73 der Befestigungsplatte 20 gegeneinander in Axialrichtung durch eine vorbestimmte Kraft gedrückt. Die zweite Tellerfeder 78 weist Innen- und Außendurchmesser auf, welche kleiner als die der ersten Tellerfeder 49 sind. Somit ist die Druckkraft der zweiten Tellerfeder 78 viel kleiner als die der ersten Tellerfeder 49. An einem inneren Umfangsrand weist die zweite Tellerfeder 78 eine Vielzahl von Aussparungen auf, welche an einem inneren Umfangsrand der zweiten Tellerfeder 78 gebildet sind. Es könnte auch gesagt werden, daß die Aussparungen der Tellerfeder 78 eine Vielzahl von Vorsprüngen am inneren Umfangsrand bilden. Die oben erwähnten Verbindungssteile 99 erstrecken sich in die Aussparungen der Tellerfeder 78.

Wie oben beschrieben, wirkt die Befestigungsplatte 20 im zweiten Dämpfungsmechanismus 6 als ein Eingangsbereich, um mit den zweiten Federn 21 verbunden zu werden, als ein Bereich, welcher im zweiten Reibmechanismus 10 umfaßt ist, und als ein Bereich, welcher im ersten Reibmechanismus 8 umfaßt ist. Nachfolgend werden Vorteile der Verwendung der Befestigungsplatte 20 beschrieben. Die oben beschriebenen Befestigungsplatte 20 wirkt im zweiten Dämpfungsmechanismus 6 als ein Stützbereich, um die beiden Enden der zweiten Federn 21 in Kreisrichtung abzustützen, und als ein Bereich, welcher im zweiten Reibmechanismus 10 umfaßt ist. Somit weist ein Bereich zwei Funktionen auf, was zu einer kleineren Anzahl von Teilen führt. Zusätzlich stützt die Befestigungsplatte 20 die Außenseite in Axialrichtung der zweiten Feder 21. Weiterhin umfaßt die Befestigungsplatte 20 Reibflächen sowohl für den zweiten Reibmechanismus 10, um eine Reibung durch Reiben bei dem ersten Schritt der Torsionscharakteristik zu erzeugen, als auch für den ersten Reibmechanismus 8, um eine Reibung durch Reiben bei dem zweiten Schritt der Torsionscharakteristik zu erzeugen. Somit weist ein Bereich zwei Reibflächen auf, was eine einfache Einstellung und Steuerung bzw. Kontrolle der Reibcharakteristik der beiden Reibflächen ermöglicht. Mit anderen Worten sind keine Reibflächen für einen Flansch eines Nabenwulstes und einen Nabenflansch notwendig, welche gesteuert bzw. kontrolliert werden müssen, was unterschiedlich zu den herkömmlichen Dämpfungsmechanismen ist. Genauer, da die Befestigungsplatte 20 eine kleine Größe und einen einfachen Aufbau aufweist, unterscheidet sie sich von herkömmlichen Naben oder Nabenflanschen, und ihre Reibfläche ist einfacher zu steuern bzw. zu überwachen. Da die oben erwähnten Befestigungsplatte 20 aus einer Metallplatte hergestellt ist, kann die Befestigungsplatte 20 mit einer gewünschten Form einfach durch Preßformen hergestellt werden, wodurch sich geringe Herstellungskosten der Befestigungsplatte 20 ergeben.

Nachfolgend werden Vorteile der Buchse 19 beschrieben. Da die Buchse 19 aus einem Harz hergestellt ist, kann ihre gewünschte Form einfach erhalten werden. Genauer, da sie aus einem Harz hergestellt ist und die Verbindungssteile 99 als ein Körper hergestellt werden können, ist ihre Herstellung einfach. Die Verbindungssteile 99 sind mit den Außenzähnen 65 der Nabe 3 zwischen sich in Kreisrichtung verbunden. Daher ist es nicht notwendig, eine besondere Öffnung oder Aussparung zur Verbindung mit der Nabe 3 zu bilden. Dementsprechend wird der Herstellungsvorgang für die Nabe 3 nicht umfangreicher. Die Buchse 19 wirkt als ein Ausgangsbereich des Dämpfungsmechanismus 6. Die Buchse 19 verbindet mit beiden Enden in Kreisrichtung der Feder 21 und umfaßt einen Teil des zweiten Reibmecha-

mus 10. Somit führt ein einzelner Bereich eine Drehmomentübertragung und Reibungserzeugung aus, was zu einer kleinen Anzahl von insgesamt notwendigen Teilen führt.

Die zweite Tellerfeder 78, welche Reibflächen zueinander in Axialrichtung im zweiten Reibmechanismus 10 drückt, wird durch den Flansch 64 der Nabe 3 abgestützt. Somit wird die zweite Tellerfeder 78 nicht durch eine Rückhalteplatte abgestützt, wodurch sie sich von den herkömmlichen unterscheidet, sondern wird durch einen anderen Bereich abgestützt. Daher ist ein Hysteresisdrehmoment im ersten Schritt der Charakteristik stabil. Deshalb ist es einfach, das Hysteresisdrehmoment des ersten Schritts zu steuern bzw. zu kontrollieren. Eine Rückhalteplatte 32 stützt sowohl die herkömmlichen ersten und zweiten Druckbereiche. Daher kann eine Druckkraft des ersten elastischen Bereichs eine Rückhalteplatte deformieren, was zu einer Änderung einer Position des zweiten Druckbereichs und zu einem Problem einer unstabilen Druckkraft des zweiten Druckbereichs führt. In diesem Ausführungsbeispiel werden eine Druckkraft der ersten Tellerfeder 49 und der zweiten Tellerfeder 78 auf die Befestigungsplatte 20 in axial entgegengesetzten Richtungen ausgeübt. Mit anderen Worten drückt die erste Tellerfeder 49 die Befestigungsplatte 20 über die erste Flansche 48 in Richtung der ersten Axialseite, im Gegensatz zur zweiten Tellerfeder 78, welche die Befestigungsplatte 20 über die Buchse 19 in Richtung der zweiten Axialseite drückt.

Gemäß dem Aufbau eines zweiten Sperrelements 12, wird kein Drehmoment auf jeden Bereich des zweiten Dämpfungsmechanismus 6 ausgeübt, wenn ein Drehmoment groß ist. Ein Drehmoment wird nicht auf die Buchse 19, die zweiten Schraubenfedern 21 und Befestigungsplatte 20 innerhalb eines Bereichs des zweiten Schritts der Torsionscharakteristik ausgeübt. Dementsprechend muß nicht jeder Bereich eine große Festigkeit aufweisen und deren Konstruktion ist einfach.

Unter Bezugnahme auf die Fig. 3 bis 5 und 20 bis 22 wird nachfolgend eine Buchse 93 beschrieben, welche ein Teil eines dritten Dämpfungsmechanismus bildet. Die Buchse 93 ist am inneren Umfang der Kupplungsplatte 31 angeordnet und berührt die äußere Umfangsfläche der Nabe 3, die Endfläche des Flanschs 54, die Außenzähne 65, den zylinderförmigen Bereich 59 des Nabenflansches 18 und die Innenzähnen 61. Die Funktionen der Buchse 93 umfassen Dämpfung von Schwingungen in Drehrichtung durch Erzeugung einer Reibung, Positionieren der Kupplungsplatte 31 für die Nabe 3 in Radialrichtung und Positionieren des Nabenflansches 18 der Nabe 3 in Radialrichtung. Die Buchse 93, wie in den Fig. 20 bis 22 gezeigt, umfaßt im wesentlichen einen ringförmigen Harzbereich 94. Der ringförmige Bereich 94 ist ein scheibenförmiger Bereich, der eine vorbestimmte Breite in Radialrichtung und eine kleine Dicke in Axialrichtung aufweist. Der ringförmige Bereich 94 ist zwischen dem inneren Umfang der Kupplungsplatte 31 und dem des Nabenflansches 18 in Axialrichtung angeordnet. Ein ringförmiger Reibbereich 95 ist am ringförmigen Bereich 94 an der zweiten Axialseite angegossen, geklebt oder einfach angeordnet. Der Reibbereich 95 weist eine ringförmige Form mit einem scheibenförmigen Bereich auf, welche eine vorbestimmte Breite in Radialrichtung und eine kleine Dicke in Axialrichtung hat. Der Reibbereich 95 ist aus einem Material mit einem hohen Reibungskoeffizienten hergestellt, beispielsweise einem Gummimaterial, einem Preßkörper aus Glasmaterialgemisch mit gesponnener oder imprägnierter Faser oder einem Keramikmaterial. Der Reibbereich 95 gibt der Buchse 93 eine Charakteristik eines hohen Reibungskoeffizienten. Die Größenordnung der Reibung kann durch Auswahl des Materials des Reibbereichs 95 eingestellt werden.

Wie in der Draufsicht von Fig. 20 gezeigt, sind Innen- und Außendurchmesser des ringförmigen Bereichs 94 und des Reibbereichs 95 kreisförmig. Der Reibbereich 95 kann derart angeordnet werden, um die Seitenfläche des ringförmigen Bereichs 94 der zweiten Axialseite zu berühren oder kann innerhalb eines Kanals angeordnet werden, welcher an der Seitenfläche des ringförmigen Bereichs 94 an der zweiten Axialseite gebildet ist. Mit anderen Worten erstreckt sich ein zylinderförmiges Teil 96 in Richtung der zweiten Axialseite und ist am inneren Umfangsrand des ringförmigen Bereichs 94 gebildet, wobei sich ein zylinderförmiges Teil 97 in Richtung der zweiten Axialseite an dessen äußerem Umfangsrand erstreckt. Ein ringförmiger Raum, welcher durch die zylinderförmigen Bereiche 96 und 97 umgeben ist, bildet einen Kanal des ringförmigen Bereichs 94. Die Innen- und Außendurchmesser des Kanals sind kreisförmig und der Reibbereich 95 ist innerhalb des Kanals angeordnet.

Die zylinderförmigen Bereiche 96 berühren die Seitenflächen des Flanschs 64 der Nabe 3 an der ersten Axialseite, wie in Fig. 4 gezeigt. Dieser Bereich reibt innerhalb eines Bereichs des ersten Schritts der Torsion. Der Reibbereich 95 berührt den zylinderförmigen Bereich 59 des Nabenflanschs 18 und die Endfläche der Innenzähne 61 an der ersten Axialseite. Dieser Bereich reibt innerhalb eines Bereichs des zweiten Schritts der Torsion. Ein kleiner Zwischenraum ist zwischen dem Reibbereich 95 und der Seitenfläche der Außenzähne 65 der Nabe 3 der ersten Axialseite sichergestellt. Der zylinderförmige Bereich 59 des Nabenflanschs 18 und die Endfläche der Innenzähne 61 an der ersten Axialseite berühren nur den Reibbereich 95 in Axialrichtung.

Mehrere Öffnungen 95a sind nebeneinander in Kreisrichtung am Reibbereich 95 gebildet und Vorsprünge 94a des ringförmigen Bereichs 94 sind in die Öffnungen 95a eingeführt. Auf diese Weise wird eine Wirbelbegrenzung zwischen dem ringförmigen Bereich 94 und dem Reibbereich 95 ausgeführt. Insbesondere da der Reibbereich 95 eine kreisförmige Form aufweist, spielt eine derartige Wirbelbegrenzung eine wichtige Rolle. Wenn ein herkömmlicher Reibbereich eine kreisförmige Form aufweist, gibt es die Möglichkeit, daß ein Problem betreffend dessen Festigkeit verursacht wird, wie beispielsweise ein Abschälen bzw. Abblättern durch Kleben an einem aus SPCC hergestellten rückseitigen Fläche. Daher wird bei den herkömmlichen Reibbereichen eine Wirbelbegrenzung durch Verwendung eines Reibbereichs mit einer quadratischen Form ausgeführt. Während der Reibbereich 95 gemäß der vorliegenden Erfindung einen einfachen Aufbau mit einer kreisförmigen Form aufweist, hat er keine Probleme wie z. B. Abblättern. Insbesondere ist es einfach, die Öffnungen 95a des Reibbereichs 95 zu bilden und die Vorsprünge 94a des ringförmigen Harzbereichs 94 zu bilden, woraus eine Verringerung der Kosten resultiert.

Gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel kann, da der Reibbereich 95 nicht fest mit dem ringförmigen Bereich 94 verbunden ist, der Reibbereich 95 in Axialrichtung abgenommen werden. Daher ist eine Arbeit wie z. B. ein Kleben nicht notwendig. Es ist jedoch bei diesem Ausführungsbeispiel gemäß der vorliegenden Erfindung möglich, daß der Reibbereich 95 an den ringförmigen Bereich 94 geklebt wird.

Mehrere Öffnungen 94b sind nebeneinander in Kreisrichtung im ringförmigen Bereich 94 gebildet. Die Öffnungen 94b erstrecken sich in Axialrichtung. Die Öffnungen 94b verbinden die erste Axialseite und die zweite Axialseite des ringförmigen Bereichs 94 und legen einen Teil der Seitenfläche des Reibbereichs 95 an der ersten Axialseite frei. Wie in Fig. 3 gezeigt, sind Öffnungen 13 am inneren Umfang der Kupplungsplatte 31 entsprechend den Öffnungen 94b gebildet. Die Öffnungen 13 weisen einen größeren Durchmesser

als die Öffnungen 94b auf und erweitern sich zum Umfang der Öffnungen 94b. Somit wird ein Teil des Reibbereichs 95 zur Außenseite der Kupplungsscheibenanordnung 1 durch die Öffnungen 94b und die Öffnungen 13, welche an identischen Positionen gebildet sind, freigelegt. Daher wird der Reibbereich 95 ausreichend gekühlt, mit anderen Worten gibt der Reibbereich 95 Wärme an die Atmosphäre an der Kupplungsplattenseite ab, woraus eine Verhinderung eines Wechsels einer Reibungscharakteristik durch Reibungswärme des Reibbereichs 95 resultiert. Die Dauerfestigkeit des Reibbereichs 95 wird verbessert und eine Abnahme der Härte der Nabe 3 und des Nabenflanschs 18 wird verhindert. Zusätzlich sind Öffnungen 94c gebildet, welche in Axialrichtung verlaufen und in die Vorsprünge 94a vorstehen. Die Öffnungen 94c verbinden die ersten und zweiten Axialseiten des ringförmigen Bereichs 94. Die Öffnungen 94b und 94c verringern das Gesamtvolumen der Buchse 93, was zu einer Verringerung der verwendeten Harzmenge führt und somit die Kosten verringert.

Ein zylinderförmiges Teil 98, welches sich in Richtung der ersten Axialseite erstreckt, ist am inneren Umfangsrand des ringförmigen Bereichs 94 gebildet. Die innere Umfangsfläche der zylinderförmigen Bereiche 96 und 98 berührt die äußere Umfangsfläche des Nabenwulstes 62. Auf diese Weise wird eine Positionierung (Zentrierung) der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 gegenüber der Nabe 3 in radialer Richtung ausgeführt. Zusätzlich ist ein Kanal 98a, der eine Vielzahl von Vorsprüngen, welche am inneren Umfangsrand der Kupplungsplatte 31 gebildet sind, verbindet, an der äußeren Umfangsfläche des zylinderförmigen Bereichs 98 gebildet. Auf diese Weise dreht sich die Buchse 93 zusammen mit der Kupplungsplatte 91 als ein Körper und kann am Flansch 64 der Nabe 3 und dem zylinderförmigen Bereich 59 des Nabenflanschs 18 reiben.

Eine Vielzahl von Aussparungen 97a ist am zylinderförmigen Bereich 97 gebildet. Die innere Seitenfläche des zylinderförmigen Bereichs 97 in Radialrichtung berührt die äußere Umfangsfläche an der ersten Axialseite des zylinderförmigen Bereichs 59 des Nabenflanschs 18. Mit anderen Worten ist der Nabenflansch 18 durch den zylinderförmigen Bereich 97 der Buchse 93 in Radialrichtung gegen die Nabe 3, die Kupplungsplatte 31 und die Rückhalteplatte 32 positioniert.

Eine Vielzahl von Verbindungsteilen 14, welche in Richtung der ersten Axialseite verlaufen, sind am äußeren Umfangsrand des ringförmigen Bereichs 94 gebildet. Die Verbindungsteile 14 sind in gleichen Abständen in Kreisrichtung gebildet. Die Verbindungsteile 14 weisen nagelartige Formen auf und sind mit einer Öffnung 15 verbunden, welche an der Kupplungsplatte 31 gebildet ist, wie in Fig. 4 dargestellt. Somit ist die Buchse 93 zeitweise mit der Kupplungsplatte 31 in Axialrichtung verbunden.

Die oben erwähnte Buchse 93 positioniert die Kupplungsplatte 31 gegen die Nabe 3 in Radialrichtung durch Berühren der äußeren Umfangsfläche des Nabenwulstes 32 und erzeugt ein Hysteresisdrehmoment des ersten und zweiten Schritts, indem eine Reibfläche des Flanschs 64 und das zylinderförmige Teil 59 berührt. Somit weist ein einzelner Bereich eine Vielzahl von Funktionen auf, was zu einer reduzierten Anzahl von Gesamtteilen führt.

Wenn die Kupplungsscheibe 33 des Eingangsdrehbereich 2 gegen ein Schwungrad (nicht in den Figur gezeigt) gedrückt wird, wird ein Drehmoment auf die Kupplungsscheibenanordnung 1 übertragen. Das Drehmoment wird dann von der Kupplungsplatte 31 und der Rückhalteplatte 32 auf die erste Feder 16, den Nabenflansch 18, das Abstandsstück 80, die Befestigungsplatte 20, die zweite Feder 21 und die Buchse 19 in dieser Reihenfolge übertragen. Anschließend

wird das Drehmoment von der Nabe 3 auf eine Getriebewelle (nicht in der Figur gezeigt) abgegeben. Wenn eine Drehmomentschwankung von einem Motor auf die Kupplungsscheibenanordnung 1 übertragen wird, wird eine Torsionsschwingung oder Relativdrehung zwischen dem Eingangsdrehbereich 2 und der Nabe 3 verursacht, und die ersten Federn 16, die Federn 17 und die zweiten Federn 21 werden in Drehrichtung zusammengedrückt.

Bezugnehmend auf die Sinnbildkreisdarstellung in Fig. 6 und die Torsionscharakteristikkurve in Fig. 7 wird nachfolgend der Betrieb bzw. die Funktion der Kupplungsscheibenanordnung 1 als Dämpfungsmechanismus beschrieben. Der in Fig. 6 gezeigte Sinnbilddarstellung gibt eine schematische Ansicht eines Dämpfungsmechanismus 4, welcher zwischen einem Eingangsdrehbereich 2 und der Nabe 3 gebildet ist. In Fig. 6 wird nachfolgend eine Wirkbeziehung zwischen Bereich beschrieben, beispielsweise wenn die Nabe 3 in eine bestimmte Richtung (z. B. Richtung R2) gegen den Eingangsdrehbereich 2 verdreht wird.

Wenn die Nabe 3 gegen den Eingangsdrehbereich 2 in Richtung R2 verdreht wird, wird hauptsächlich der zweite Dämpfungsmechanismus 6 innerhalb eines Bereichs eines Torsionswinkels θ_1 betrieben. Mit anderen Worten werden die zweiten Federn 21 in Drehrichtung zusammengedrückt, wodurch ein Reiben im zweiten Reibmechanismus 10 verursacht wird. In diesem Fall kann, da ein Reiben nicht im ersten Reibmechanismus 8 erzeugt wird, keine Charakteristik eines hohen Hysteresisdrehmoments erhalten werden. Somit wird eine Charakteristik des ersten Schritts einer geringen Steifigkeit und eines kleinen Hysteresisdrehmoments erhalten. Wenn der Torsionswinkel über den Torsionswinkel θ_1 hinausgeht, wird das zweite Sperrelement 12 berührt, was zu einem Anhalten einer Relativdrehung zwischen der Nabe 3 und dem Nabeflansch 18 führt. Mit anderen Worten wird der zweite Dämpfungsmechanismus 6 nicht betrieben, wenn der Torsionswinkel größer als θ_1 ist. Somit werden die zweiten Federn 21 nicht zusammengedrückt, wenn der Torsionswinkel größer als θ_1 ist. Daher ist es nicht wahrscheinlich, daß die zweiten Federn 21 kaputt gehen. Überdies ist es nicht notwendig, die Festigkeiten der zweiten Federn 21 in Betracht zu ziehen, was zu einer einfachen Konstruktion führt. Der erste Dämpfungsmechanismus 5 wird im zweiten Schritt einer Torsionscharakteristik betrieben. Mit anderen Worten werden die ersten Federn 16 in Rotationsrichtung zwischen dem Nabeflansch 18 und dem Eingangsdrehbereich 2 zusammengedrückt, was zu einem Reiben im ersten Reibmechanismus 8 führt. Damit wird eine Charakteristik des zweiten Schritts einer hohen Steifigkeit und eines großen Hysteresisdrehmoments erhalten. Wenn der Torsionswinkel größer als $\theta_1 + \theta_2$ ist, berühren die Endteile der Federn 17 in Kreisrichtung die zweiten Stützbereiche 37 der zweiten Aufnahme 36. Mit anderen Worten werden im zweiten Dämpfungsmechanismus 6 die ersten Federn 16 und die Federn 17 parallel bzw. nebeneinander zusammengedrückt. Somit ist die Steifigkeit des dritten Schritts höher als die des zweiten Schritts. Wenn der Torsionswinkel $\theta_1 + \theta_2 + \theta_3$ ist, wird das erste Sperrelement 11 berührt, was zu einem Anhalten einer Relativdrehung zwischen dem Eingangsdrehbereich 2 und der Nabe 3 führt.

Bei einer negativen Seite einer Torsionscharakteristik wird eine ähnliche Charakteristik erhalten, obwohl eine Größenordnung jedes Torsionswinkels (θ_1 , θ_2 und θ_3) unterschiedlich ist. Im ersten Schritt der Torsionscharakteristik wird Reibung zwischen der Buchse 93 und dem Flansch 64 der Nabe 3 und den Außenzähnen 65 erzeugt. In den zweiten und dritten Schritten wird Reibung zwischen der Buchse 93 und dem Innenumfang des Nabeflanschs 18 erzeugt.

Wenn ein Verschleiß der Buchse 19 an einer Reibfläche

zwischen dem ringförmigen Bereich 89 und dem zweiten scheibenförmigen Bereich 73 im zweiten Dämpfungsmechanismus 6 fortschreitet, kann die Buchse 19 von anderen Bereichen in Richtung der zweiten Axialseite bewegt werden. Wenn dies auftritt, ändert sich die Haltung bzw. Position der zweiten Tellerfeder 78, insbesondere steigt sie an. Somit ändert sich eine Druckkraft (eingestellte Belastung) der zweiten Tellerfeder 78. Insbesondere steigt sie einmal an und verringert sich dann. Somit ändert sich eine Größenordnung eines Hysteresisdrehmoments im zweiten Reibmechanismus 10 und ist nicht stabil.

Gemäß der vorliegenden Erfindung drückt jedoch die erste Tellerfeder 49 durch die Befestigungsplatte 20 in Richtung der ersten Axialseite und ihre Druckkraft wird auf den Nabeflansch 18 und die Buchse 93 ausgeübt. Wenn daher ein Abnutzungsbetrag im zweiten Reibmechanismus 10 dem Abnutzungsbetrag an einer Reibfläche zwischen der Buchse 93 und dem Nabeflansch 18 entspricht bzw. mit diesem übereinstimmt, können die nachfolgenden Ergebnisse erhalten werden. Wenn ein Teil (der Reibbereich 95) der Buchse 93, welche dem zylinderförmigen Teil 59 des Nabeflanschs 18 entspricht, sich abnutzt, bewegen sich der Nabeflansch 18, das Abstandsstück 80, die Befestigungsplatte 20 und die ersten Reibscheibe 48 alle in Richtung der ersten Axialseite entsprechend dem Betrag der Abnutzung. Als Ergebnis verschiebt sich an der Reibfläche im zweiten Reibmechanismus 10 der zweite scheibenförmige Bereich 73 in Richtung der ersten Axialseite. Die Position der Buchse 19 gegenüber der Nabe 3 in Axialrichtung ändert sich kaum. Daher ändert sich eine Haltung bzw. Position der zweiten Tellerfeder 78, welche zwischen dem Flansch 64 und der Buchse 19 angeordnet ist, kaum. Somit hält ein Abnutzungsfolgemechanismus, welcher den Nabeflansch 18 und den ersten Reibmechanismus 8 verwendet, eine Haltung bzw. Position der zweiten Tellerfeder 78 konstant bzw. unverändert, unabhängig von einer Abnutzung an der Reibfläche des zweiten Reibmechanismus 10, woraus eine stabile Erzeugung eines Hysteresisdrehmoments im zweiten Reibmechanismus 10 resultiert. Als Ergebnis kann ein Hysteresisdrehmoment erhalten werden, welches eine kleine Änderung über den Zeitablauf zeigt, was zu einer verbesserten Schall- und Schwingungsleistung führt. Da es nicht notwendig ist, eine Abnutzungsgrößenordnung der zweiten Tellerfeder 78 zu berücksichtigen, erhöht sich zusätzlich der Freiheitsgrad zur Auslegung der zweiten Tellerfeder 78. Insbesondere ist es möglich, die zweite Tellerfeder 78 mit einer geringen Spannung und einer hohen Belastung auszulegen. Eine vorgegebene Belastung der zweiten Tellerfeder 78 wird ungefähr auf einen Höchstwert einer Belastungscharakteristik in einer Tellerfeder festgesetzt. Wenn ein Abnutzungsbetrag der Buchse 19 gleich dem der Buchse 93 gehalten wird, wird die Belastung der zweiten Tellerfeder 78 ungefähr bei einem Maximum gehalten. Wenn ein Abnutzungsbetrag der Buchse 19 unterschiedlich von dem der Buchse 93 ist, verschiebt sich die eingestellte Belastung leicht von einem Höchstwert einer Belastungscharakteristik zu deren beiden Seiten. In diesem Fall ist ein Änderungsbeitrag einer eingestellten Belastung auf ein Minimum festgelegt, zusätzlich ist sein Betrag voraussagbar.

Nachfolgend wird ein weiteres Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung beschrieben. Wie in Fig. 23 gezeigt, kann das Abstandsstück 80 des oben beschriebenen Ausführungsbeispiels entfernt werden, und eine Befestigungsplatte 20 kann direkt mit einem Nabeflansch 18 verbunden werden. Ein erstes scheibenförmiges Teil 71 einer Befestigungsplatte 20 wird direkt durch ein zylinderförmiges Teil 59 des Nabeflanschs 18 abgestützt. Zusätzlich erstrecken sich Verbindungsnägel 28 vom äußeren Umfangsrand des ersten

scheibenförmigen Teils 71 in Verbindungsöffnungen 58 des Nabenflanschs 18. Bei diesem Aufbau kann das Abstandsstück 80 entfernt werden, was zu einer geringeren Anzahl von Teilen führt.

In der Sinnbildarstellung in Fig. 6 kann eine anderer elastischer Bereich oder eine Feder an der Position des Abstandsstücks 80 angeordnet werden. In diesem Fall können vier Schritte der Charakteristik erhalten werden. In der Beschreibung der vorliegenden Erfindung bedeuten Sätze wie "verbinden, so daß es sich als ein Körper drehen" und "verbinden relativ drehfest bzw. nicht drehbar", daß beide Bereich derart angeordnet sind, daß sie in der Lage sind, ein Drehmoment in einer Kreisrichtung zu übertragen. Mit anderen Worten es ist ebenfalls ein Zustand enthalten, in welchem ein Zwischenraum in einer Drehrichtung zwischen den beiden Bereichen gebildet ist und Drehmoment nicht zwischen den beiden Bereichen innerhalb eines vorbestimmten Winkels übertragen wird.

In beiden Ausführungsbeispielen weist die Dämpfungsscheibenanordnung der vorliegenden Erfindung erste und zweite Reibmechanismen auf, welche an einem gemeinsamen Element reiben, welches gemeinsam für beide ist. Da die beiden Reibmechanismen gegen ein gemeinsames Element reiben, ist es somit einfach, die Größe einer an einer Reibfläche erzeugten Reibung zu steuern bzw. zu kontrollieren.

Nachfolgend wird ein weiteres Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung beschrieben. Die Fig. 24 und 25 zeigen eine Kupplungsscheibenanordnung 101 gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung. Die Kupplungsscheibenanordnung 101 wird in einer Kupplung eines Fahrzeugs verwendet. Ein Schwungrad (nicht gezeigt) ist an der linken Seite der Kupplungsscheibenanordnung 101 in Fig. 24 angeordnet, und ein Getriebe (nicht gezeigt) ist an der rechten Seite in Fig. 24 angeordnet. In der nachfolgenden Beschreibung wird auf die linke Seite von Fig. 24 als die "erste Axialseite" und auf die rechte Seite von Fig. 24 als die "zweite Axialseite" Bezug genommen. Die Linie 0-0 in Fig. 24 stellt eine Rotationsachse der Kupplungsscheibenanordnung 101 dar. Der Pfeil R1 in Fig. 25 bezeichnet eine Drehrichtung des Schwungrads und der Kupplungsscheibenanordnung 101 und der Pfeil R2 bezeichnet eine entgegengesetzte Richtung.

Die Kupplungsscheibenanordnung 101 besteht im wesentlichen aus einem Eingangsdrehelement 102, einem Zwischenkörper 103, einem Ausgangsdrehelement 104, dritten Federn 105, vierten Federn 106, zweiten Federn 110 und einem Dämpfer 108. Das Eingangsdrehelement 102 ist ein Element, welches ein Drehmoment vom Schwungrad (nicht gezeigt) empfängt bzw. aufnimmt. Das Ausgangsdrehelement 104 ist in diesem Ausführungsbeispiel eine Nabe. Das Ausgangsdrehelement 104 ist an einer keilverzahnten Welle (nicht gezeigt) angebracht, welche sich vom Getriebe her erstreckt. Das Ausgangsdrehelement 104 ist relativ zur Welle drehfest, aber axial auf der sich vom Getriebe her erstreckenden Welle (nicht gezeigt) bewegbar. Der Zwischenkörper 103 ist zwischen dem Eingangsdrehelement 102 und dem Ausgangsdrehelement 104 angeordnet. Die dritten und vierten Federn 105 und 106 sind vorgesehen, um das Eingangsdrehelement 102 und den Zwischenkörper 103 miteinander in Umfangsrichtung und elastisch zu koppeln. Der Dämpfer 108 ist ein Mechanismus, welcher vorgesehen ist, um den Zwischenkörper 103 und das Ausgangsdrehelement 104 miteinander in Umfangsrichtung und elastisch zu koppeln und weist eine Vielzahl von ersten Federn 107 auf, wie in Fig. 25 gezeigt. Nachfolgend wird der Aufbau von verschiedenen Bereichen der Kupplungsscheibenanordnung 101 im Detail beschrieben. Das Eingangsdrehelement 102

ist im wesentlichen aus einem Reibbereich 111 (Kupplungsscheibe), einer ersten Rückhalteplatte 112 und einer zweiten Rückhalteplatte 113 gebildet.

Der Reibbereich 111 ist ein ringförmiges Element, welches nahe einer Reibfläche des Schwungrads angeordnet ist. Der Reibbereich 111 wird im wesentlichen aus einem Paar von Belägen und einer Dämpfungsplatte gebildet.

Erste und zweite Platten 112 und 113 sind kreisförmige oder ringförmige Elemente, welche um einen vorbestimmten Abstand voneinander axial beabstandet sind. Die äußeren Umfangsbereiche der ersten und zweiten Platten 112 und 113 sind fest miteinander durch eine Vielzahl von Stiften 115 verbunden, welche in Umfangsrichtung voneinander beabstandet angeordnet sind. Dadurch sind die ersten und zweiten Platten 112 und 113 voneinander durch einen konstanten axialen Abstand beabstandet. Überdies drehen sich die ersten und zweiten Platten 112 und 113 miteinander. Die Dämpfungsplatte des Reibbereiches 111 ist fest mit dem äußeren Umfangsbereich der ersten Platte 112 mittels Nieten 114 verbunden.

Wie in Fig. 24 gezeigt, weist die erste Platte 112 mehrere erste Aufnahmebereiche 119 auf, welche in Umfangsrichtung gleich weit voneinander beabstandet sind. Jeder erste Aufnahmebereich 119 wird leicht in Axialrichtung deformiert oder ausgeweitet, so daß er sich mit einer bogenförmigen Form in Axialrichtung erstreckt. Benachbart zu jedem Ende jedes ersten Aufnahmebereichs 119 ist ein erster Berührungsbereich bzw. Kontaktbereich 120 an seinen in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden angeordnet. Die ersten Kontaktbereiche 120 liegen einander in Umfangsrichtung gegenüber. Die erste Platte 112 ist mit einer Vielzahl von zweiten Aufnahmebereichen 121 gebildet, welche in Umfangsrichtung angeordnet sind. Jeder zweite Aufnahmebereich 121 weist eine bogenförmige Kontur auf, welche sich leicht in Richtung der ersten Axialseite erstreckt. Zweite Kontaktbereiche 122 sind an jedem in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Ende jedes zweiten Aufnahmebereichs 121 gebildet. Die zweiten Kontaktbereiche 122 sind in Umfangsrichtung einander gegenüberliegend angeordnet.

Die zweite Platte 113 ist mit einer Vielzahl von ersten Aufnahmebereichen 123 versehen, welche in Umfangsrichtung voneinander gleich weit beabstandet sind. Die ersten Aufnahmebereiche 123 sind jeweils entsprechend den ersten Aufnahmebereichen 119 gebildet und jeder weist erste Kontaktbereiche 124 an seinen in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden auf. Die zweite Platte 113 ist weiter mit einer Vielzahl von zweiten Aufnahmebereichen 125 versehen, welche in Umfangsrichtung angeordnet sind. Die zweiten Aufnahmebereiche 125 sind jeweils entsprechend den zweiten Aufnahmebereichen 121 gebildet und jeder weist zweite Kontaktbereiche 126 an seinen in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden auf. Die ersten Aufnahmebereiche 119 und 123 sind in Umfangsrichtung und in radialer Richtung länger als die zweiten Aufnahmebereiche 121 und 125.

Eine ringförmige Buchse 116 ist am inneren Umfang der ersten Platte 112 angeordnet. Die Buchse 116 ist drehbar auf der äußeren Umfangsfläche einer Nabe 156 des Ausgangsdrehelements 104 gelagert. Dadurch sind die Eingangs- und Ausgangsdrehelemente 102 und 104 radial bezüglich zueinander positioniert. Die Buchse 116 befindet sich mit den Flächen an der ersten Axialseite der äußeren Zähne 157 in Kontakt, was nachfolgend beschrieben wird.

Der Zwischenkörper 103 ist ein kreisförmiges oder ringförmiges Element, welches axial zwischen den ersten und zweiten Platten 112 und 113 angeordnet ist. Der Zwischenkörper 103 weist eine größere axiale Dicke als die ersten und zweiten Platten 112 und 113 auf. Der Zwischenkörper 103 ist mit sich in Umfangsrichtung erstreckenden ersten

Fenstern oder Öffnungen 191 versehen, wie in Fig. 25 gezeigt. Die ersten Fenster 191 sind jeweils in Positionen entsprechend den ersten Aufnahmebereichen 119 und 123 in den Rückhalteplatten 112 und 113 angeordnet. Der Zwischenkörper 103 weist weiter eine Vielzahl von zweiten 5 Fenstern 192 auf, welche in Umfangsrichtung angeordnet sind. Die zweiten Fenster 192 sind entsprechend den zweiten Aufnahmebereichen 121 und 125 angeordnet.

Dritte Federn 105 werden jeweils in den ersten Fenstern 191 aufgenommen. Jede der dritten Federn 125 ist eine 10 Kombination von großen und kleinen Schraubenfedern 105a und 105b, wie in Fig. 25 gezeigt. Die in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden jeder dritten Feder 105 befinden sich mit den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der ersten Fenster 191 und den ersten Kontaktbereichen 120 und 124 der Platten 112 und 113 in Kontakt. Die Aufnahmebereiche 119 und 123 verhindern, daß sich die dritten Federn 105 radial nach außen und axial nach außen bewege-

gen. Die vierten Federn 106 sind jeweils in den zweiten Fenstern 192 angeordnet. Jede vierte Feder 106 ist eine Schraubenfeder, wie aus Fig. 25 ersichtlich ist. Die in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der vierten Feder 106 befinden sich mit den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der entsprechenden zweiten Fenster 192 in Kontakt. Die in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der vierten Feder 106 sind von den Kontaktbereichen 122 und 126 jeweils um Torsionswinkel von ($\theta_3 - \theta_2$) beabstandet, wie in Fig. 25 dargestellt.

Der Zwischenkörper 103 weist an seinem äußeren Umfang eine Vielzahl von in Umfangsrichtung angeordneten Aussparungen 169 auf. Jede Aussparung 169 verläuft in Umfangsrichtung und die Stifte 115 erstrecken sich jeweils durch die Aussparungen 169. Jeder Stift 115 ist von den in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der jeweiligen Aussparung 169 um einen vierten Torsionswinkel von ($\theta_4 - \theta_2$) beabstandet, wie in Fig. 25 dargestellt.

Der Zwischenkörper 103 weist ebenfalls dritte Fenster 193 auf, welche zwischen den benachbarten ersten Fenstern 191 und radial innen der zweiten Fenster 192 angeordnet sind. Jedes dritte Fenster 193 weist eine ungefähr rechteckige Form auf, welche in Umfangsrichtung verläuft.

Wie in Fig. 24 gezeigt, weist der Zwischenkörper 103 einen zylindrischen Bereich 117 an seinem inneren Umfangsbereich auf.

Der zylindrische Bereich 117 erstreckt sich axial in Richtung der ersten Axialseite. Der zylindrische Bereich 117 ist mit einer Vielzahl von ersten Innenzähnen 145 versehen, welche radial nach innen vorstehen. Jeder erste Innenzahn 145 weist eine R1-seitige Fläche 171 an seiner vorderen Seite in der Drehrichtung R1 auf und weist eine R2-seitige Fläche 172 an seiner rückwärtigen Seite auf.

Das Ausgangsdrehelement 104 wird im wesentlichen aus einem zylindrischen Nabenwulst 156 gebildet, welcher sich in Axialrichtung erstreckt. Der Nabenwulst 156 erstreckt sich durch mittlere Öffnungen der ersten und zweiten Platten 112 und 113. Der Nabenwulst ist an seinem inneren Umfang mit einer Vielzahl von keilförmigen Nuten 194 versehen. Der Nabenwulst 106 weist eine Vielzahl von Außenzähnen 157 auf, welche sich radial nach außen erstrecken, wie in Fig. 25 gezeigt. Der Nabenwulst 156 weist einen ringförmigen Flanschbereich mit einer kurzen radialen Länge auf und ist zwischen den Außenzähnen 157 angeordnet. Die Außenzähne 157 sind entsprechend dem zylindrischen Bereich 117 angeordnet. Jeder Außenzahn 157 erstreckt sich zwischen die in Umfangsrichtung benachbarten zweiten Innenzähne 137 und ist in Umfangsrichtung von jedem benachbarten Zahn 137 um einen vorbestimmten Win-

kel beabstandet. Wie in Fig. 28 gezeigt, weist jeder Außenzahn 157 an seiner Vorderseite in der Rotationsrichtung R1 eine R1-seitige Fläche 181 auf, und weist an seiner Rückseite eine R2-seitige Fläche 182 auf. Öffnungen 158 mit einer vorbestimmten Tiefe sind in Flächen an der zweiten Axialseite der Außenzähne 157 in alternierenden Positionen gebildet.

Das Zwischenelement 109 wird aus einem Paar von Platten 109a und 109b gebildet. Die Platte 109a ist zwischen inneren Umfangsbereichen der ersten Platte 112 und des Zwischenkörpers 103 angeordnet. Die Platte 109a ist ein ringförmiges Element, welches aus einem ringförmigen Bereich 141 mit einer Vielzahl von vorstehenden Bereich 142, welche sich vom ringförmigen Bereich 141 nach außen erstrecken, gebildet ist. Die vorstehenden Bereiche 142 weisen Fenster 143 auf, welche jeweils entsprechend den dritten Fenstern 193 im Zwischenkörper 103 angeordnet sind. Der ringförmige Bereich 141 der Platte 109a erstreckt sich zwischen die Buchse 116, welche fest an der ersten Platte 112 befestigt ist und den zylindrischen Bereich 117a des Zwischenkörpers 103.

Wie in den Fig. 24 und 28 gezeigt, ist die Platte 109b zwischen den inneren Umfangsbereichen des Zwischenkörpers 103 und der zweiten Platte 113 angeordnet. Die Platte 109b ist ebenfalls im wesentlichen aus einem ringförmigen Bereich 141 und einer Vielzahl von vorstehenden Bereichen 142 gebildet, welche vom ringförmigen Bereich 141 radial nach außen vorstehen. Die vorstehenden Bereiche 142 sind entsprechend den dritten Fenstern 193 im Zwischenkörper 103 gebildet. Die vorstehenden Bereiche 142 weisen Fenster 143 auf. Jede zweite Feder 110 ist im dritten Fenster 193 des Zwischenkörpers 103 und den Fenstern 143 der Platten 109a und 109b aufgenommen. Die Platten 109a und 109b beschränken die radial nach außen gerichtete und axial nach außen gerichtete Bewegung der zweiten Federn 110. Die Platte 109b unterscheidet sich von der Platte 109a dadurch, daß der ringförmige Bereich 141 und die vorstehenden Bereiche 143 flach sind und sich der ringförmige Bereich 141 mit der Fläche des zylindrischen Bereichs 117 an der zweiten Axialseite in Kontakt befindet.

Die ringförmigen Bereiche 141 der Platten 109a und 109b weisen an ihren inneren Umfängen eine Vielzahl erster Innenzähne 145 auf. Die ersten Innenzähne sind jeweils entsprechend der Vielzahl der zweiten Innenzähne 137 angeordnet. Die ersten Innenzähne 145 sind in Umfangsrichtung zwischen den Außenzähnen 157 positioniert. Jeder erste Innenzahn 145 ist in Umfangsrichtung breiter als der zweite Innenzahn 137 und erstreckt sich daher in entgegengesetzten Umfangsrichtungen über den zweiten Innenzahn 137. Jeder erste Innenzahn 145 weist an seiner Vorderseite in Drehrichtung R1 eine R1-seitige Fläche 184 und an seiner rückwärtigen Seite einer R2-seitige Fläche 183 auf.

Ein Raum des ersten Torsionswinkels θ_1 wird zwischen jedem Außenzahn 157 und jedem der ersten Innenzähne 145 in Umfangsrichtung benachbart dazu aufrechterhalten. Genauer wird der Raum des ersten Torsionswinkels θ_1 zwischen der R1-seitigen Fläche 181 des Außenzahns 157 und der R2-seitigen Fläche 183 des ersten Innenzahns 145 aufrechterhalten und ebenfalls zwischen der R2-seitigen Fläche 182 des Außenzahns 157 und der R1-seitigen Fläche 184 des ersten Innenzahns 145 aufrechterhalten.

Ein Raum des zweiten Torsionswinkels θ_2 ist zwischen jedem Außenzahn 157 und jedem der zweiten Innenzähne 137 in Umfangsrichtung benachbart dazu gebildet. Genauer wird der Raum des zweiten Torsionswinkels θ_2 zwischen der R1-seitigen Fläche 181 des Außenzahns 157 und der R2-seitigen Fläche 185 des zweiten Innenzahns 137 gebildet und wird ebenfalls zwischen der R2-seitigen Fläche 182 des

Außenzahns 157 und der R1-seitigen Fläche 186 des zweiten Innenzahns 137 aufrechterhalten.

An jeder der in Umfangsrichtung gegenüberliegende Seiten des Außenzahns 157 ist der zweite Torsionswinkel θ_2 größer als der erste Torsionswinkel θ_1 . Der erste Torsionswinkel θ_1 an der R2-Seite des Außenzahns 157 ist größer als der an der R2-Seite, wenn sich die Kupplungsscheibenanordnung in einem torsionsfreien Zustand befindet. Der zweite Torsionswinkel θ_2 an der R2-Seite des Außenzahns 157 ist größer als der an der R1-Seite. Wenn auf den Winkel θ_1 Bezug genommen wird, soll dies als Bezugnahme auf die Kombination der Winkel θ_1 verstanden werden, welche an jeder Seite des Zahns definiert ist. In gleicher Weise soll, wenn auf den Winkel θ_2 Bezug genommen wird, dies als Bezugnahme auf die Kombination der beiden Winkel θ_2 an jeder Seite des Zahns verstanden werden, da, wenn eine Relativdrehung zwischen den verschiedenen Teilen auftritt, sich die Größe des spezifischen Winkels auf einer Seite des Zahnes verkleinert, während sich die Größe des entsprechenden Winkels an der gegenüberliegenden Seite des Zahnes infolge der Relativdrehung vergrößert.

Die Außenzähne 157, die ersten Innenzähne 145 und die zweiten Innenzähne 137 sind kontinuierlich an entsprechenden Flächen über den gesamten Umfang der Fläche gebildet. Mit anderen Worten sind diese Flächen gleichmäßig um den Umfang der jeweiligen Flächen der Nabe und der Plattenelemente 112 und 113 gebildet. Als Ergebnis können die Kontaktbereiche der Außenzähne 157 bezüglich der ersten und zweiten Innenzähne 145 und 137 groß sein und daher ist der Flächendruck pro Quadratmillimeter klein, so daß Verschleiß bzw. Abnutzung und ein Brechen verhindert werden kann.

Der vorher erwähnte vierte Torsionswinkel θ_4 ist größer als der dritte Torsionswinkel θ_3 und jeder der dritten und vierten Torsionswinkel θ_3 und θ_4 ist größer als der zweite Torsionswinkel θ_2 . Das Zwischenelement 109 ist angeordnet, um mit den zweiten Federn 110 zu kooperieren, um ein Drehmoment zwischen dem Ausgangsdrehelement 104 und dem Zwischenkörper 103 zu übertragen. Die Platte 109b weist an ihrem äußeren Umfang eine Vielzahl von Ausnehmungen 144 auf, wie in Fig. 28 dargestellt. Die Ausnehmungen 144 bilden Eingriffsbereiche für den Dämpfer 108, was nachfolgend beschrieben wird.

Nachfolgend wird der Dämpfer 108 beschrieben. Der Dämpfer 108 ist zur Übertragung eines Drehmoments zwischen dem Ausgangsdrehelement 104 und dem Zwischenelement 109 und zur Absorption und zum Dämpfen einer Torsionsschwingung vorgesehen. Wie in Fig. 26 dargestellt, ist der Dämpfer 108 aus einem ersten Element 130, einem zweiten Element 131 und ersten Federn 107 gebildet. Die ersten Federn 107 sind in Umfangsrichtung zwischen den ersten und zweiten Elementen 130 und 131 in Reaktion auf eine Relativdrehung zwischen dem Ausgangsdrehelement 104 und dem Zwischenelement 109 in Umfangsrichtung zusammendrückbar. Der Dämpfer 108 ist zwischen den Außenzähnen 157 und der zweiten Platte 113 angeordnet und ist daher ebenfalls benachbart dem zylindrischen Bereich 117 und dem radial inneren Bereich der Platte 109b angeordnet. Somit ist der Dämpfer 108 von der Verbindung zwischen den Außenzähnen 157 und den zweiten Innenzähnen 137 axial verschoben. Daher kann der Kontaktbereich der Außenzähne 157 bezüglich der ersten und zweiten Innenzähne 145 und 137 ausreichend groß sein.

Das erste Element 130 des Dämpfers 108 ist eine ringförmige Platte, welche axial zwischen der Platte 109b und der zweiten Platte 113 angeordnet ist. Das erste Element 130 dient als ein Eingangelement im Dämpfer 108 und dreht sich zusammen mit der Platte 109b. Genauer umfaßt das er-

ste Element 130 einen ringförmigen Hauptbereich 166. Das erste Element 130 umfaßt ebenfalls eine Vielzahl von Eingriffsbereichen 167, welche am äußeren Umfang des Hauptbereichs 166 gebildet sind und in Richtung der ersten Axialseite gebogen sind. Jeder Eingriffsbereich 167 erstreckt sich axial durch eine Ausnehmung 144 der Platte 109b und seine in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden befinden sich mit dem Rand der Ausnehmung 144 in Kontakt. Der Hauptbereich 166 weist an seinem inneren Umfang eine Vielzahl von Ausnehmungen auf, welche in Umfangsrichtung gleich weit voneinander beabstandet sind. Eingriffsbereiche 168, die durch teilweises Schneiden und Biegen von Bereichen in Richtung der zweiten Axialseite gebildet sind, sind an in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Seiten des äußeren Umfangsbereichs der Ausnehmung gebildet.

Das zweite Element 131 dient als ein Ausgangselement im Dämpfer 108 und dreht sich zusammen mit dem Ausgangsdrehelement 104. Genauer weist das zweite Element 131 eine ringförmige Form auf und ist beispielsweise aus Harz oder dergleichen hergestellt. Das zweite Element 131 ist radial innerhalb des ersten Elements 130 angeordnet. Das zweite Element 131 ist im wesentlichen aus einem kreisförmigen Plattenbereich 161 und einem zylindrischen Bereich 162 gebildet, welche sich vom Innenumfang des kreisförmigen Plattenbereichs 161 in Richtung der zweiten Axialseite erstrecken. Die Seitenfläche an der zweiten Axialseite des radial äußeren Bereichs des kreisförmigen Plattenbereichs befindet sich mit dem radial inneren Bereich der Fläche an der ersten Axialseite des Hauptbereichs 166 des ersten Elements 131 in Kontakt. Die innere Umfangsfläche des zylindrischen Bereichs 162 befindet sich mit der äußeren Umfangsfläche der Nabe 156 in Kontakt.

Eine konische Feder 132 ist zwischen dem kreisförmigen Plattenbereich 161 und den Außenzähnen 157 angeordnet. Die konische Feder 132 ist axial zwischen den Außenzähnen 157 und dem kreisförmigen Plattenbereich 161 zusammengedrückt und spannt den kreisförmigen Plattenbereich 161 in Richtung der zweiten Axialseite vor. Dementsprechend spannt der radiale Außenbereich des kreisförmigen Plattenbereichs 161 den radialen Innenbereich des Hauptbereichs 166 des ersten Elements 131 in Richtung der zweiten Axialseite vor und die Seitenfläche an der zweiten Axialseite des radialen Außenbereichs des Hauptbereichs 166 befindet sich mit der Seitenfläche des radialen Innenbereichs der zweiten Platte 113 in Kontakt. Mit anderen Worten stützt die zweite Platte 113 das erste Element 130 in Axialrichtung.

Eine Vielzahl von Eingriffsbereichen 163 steht in Richtung der ersten Axialseite vom kreisförmigen Plattenbereich 161 aus vor. Die Eingriffsbereiche 163 erstrecken sich durch Öffnungen, welche in der konischen Feder 132 gebildet sind, und befinden sich jeweils mit den Öffnungen 158 in Eingriff, welche in den Außenzähnen 158 gebildet sind. Dadurch kann sich das zweite Element 131 zusammen mit dem Ausgangsdrehelement 104 drehen. Die Eingriffsbereiche 163 sind jeweils axial bewegbar in die Öffnungen 158 eingepaßt. Dementsprechend befindet sich das zweite Element 131 mit dem Ausgangsdrehelement 104 relativ dazu drehfest und axial bewegbar im Eingriff.

Eine Vielzahl von Kontaktbereichspaaren 164, welche in Umfangsrichtung gleich weit voneinander beabstandet sind, ist am radial inneren Bereich des kreisförmigen Plattenbereichs 161 um den zylindrischen Bereich 162 gebildet. Die Kontaktbereiche 164 in jedem der Paare sind jeweils entsprechend den Eingriffsbereichen 168 gebildet und in Umfangsrichtung voneinander beabstandet.

Die erste Feder 107 ist eine Schraubenfeder mit der geringsten Steifigkeit und ist zwischen den ersten und zweiten

Elementen 130 und 131 angeordnet. Jede erste Feder 107 ist zwischen den paarweisen Kontaktbereichen 164 des zweiten Elements 131 angeordnet. Daher ist die erste Axialseite der ersten Feder 107 durch den kreisförmigen Plattenbereich 161 des zweiten Elements 131 abgestützt und sein Innenumfang ist durch den zylindrischen Bereich 162 abgestützt. Die in Umfangsrichtung gegenüberliegenden Enden der ersten Feder 107 befinden sich mit den Kontaktbereichen 168 und 164 im Eingriff. Infolge des obigen Aufbaus wird die erste Feder 107 zwischen den ersten und zweiten Elementen 130 und 131 in Umfangsrichtung zusammengedrückt, wenn sich diese Elemente 130 und 131 relativ zueinander drehen. Genaue wird die erste Feder 107 zwischen einem der paarweisen Kontaktbereiche 168 an einer Seite und einem der paarweisen Kontaktbereiche 164 an der gegenüberliegenden Seite zusammengedrückt.

Wenn sich die ersten und zweiten Elemente 130 und 131 relativ zueinander drehen, tritt ein Reibungswiderstand zwischen den ersten und zweiten Elementen 130 und 131 auf, welche durch die konische Feder 132 gegeneinander gedrückt werden. In diesem Aufbau erzeugen die ersten und zweiten Elemente 130 und 131, welche als Eingangs- und Ausgangselemente dienen, den Reibwiderstand, so daß zusätzliche Elemente, welche üblicherweise im Stand der Technik anzutreffen sind, nicht notwendig sind, um den Reibwiderstand zu erzeugen. Daher kann die Anzahl der Teile verringert werden und der Dämpfer 108 weist einen einfacheren Aufbau auf.

Die zweite Platte 113 weist einen inneren Umfangsbereich 113a auf, welcher in Richtung der zweiten Axialseite bogenförmig verläuft. Der innere Umfangsbereich 113a ist zu einer Position nahe der zweiten Axialseite der ersten Feder 107 und der äußeren Umfangsflächen des zylindrischen Bereichs 162 und der Nahe 156 verlängert. Dabei werden die zweiten Axialseiten der ersten Federn 107 durch den inneren Umfangsbereich 113a gelagert. Wie oben beschrieben, stützt die zweite Platte 113 die zweite Axialseite des Dämpfers 108 ab. Genaue wird das erste Element 130 durch den Hauptbereich der zweiten Platte 113 gelagert und die ersten Federn 117 werden durch den inneren Umfangsbereich 113a abgestützt. Im Ergebnis kann somit die Anzahl der Teile klein gehalten werden, und der Aufbau kann einfach ausgeführt werden.

Der Aufbau unter Verwendung der konischen Feder 132 zur Vorspannung kann einfach sein und erreicht eine ausgezeichnete Wirkung.

Ein Reibelement 171 weist eine ringförmige Form auf und befindet sich mit dem inneren Umfangsbereich der Fläche an der Axialseite des Zwischenkörpers 103 in Kontakt. Ein Vorspannelement 172 spannt das Reibelement 171 in Richtung des Zwischenkörpers 103 vor. Das Reibelement 171 weist Eingriffsarme 173 auf, welche sich mit der zweiten Platte 113 relativ drehfest dazu im Eingriff befinden.

Unter den verschiedenen Arten der in Umfangsrichtung zusammendrückbaren Federn weist die erste Feder 107 die kleinste Federkonstante auf. Die zweiten Federn 110 weisen eine Federkonstante auf, welche kleiner als die der dritten Feder 105 ist und die vierte Feder 106 weist die größte Federkonstante auf.

Der Dämpfer 108 kann als eine Einheit gehandhabt werden, wenn er an der Platte 109b und dem Ausgangsdrehmoment 104 von der zweiten Axialseite her befestigt wird. Für diese Befestigung wird die konische Feder 132 am zweiten Element 131 angebracht und die ersten und zweiten Elemente 130 und 131 befinden sich im voraus miteinander im Eingriff. Nach dieser Vormontage werden die ersten Federn 107 zwischen den ersten und zweiten Elementen 130 und 131 befestigt. Der somit als einzelne Einheit vervollstän-

digte Dämpfer 108 wird in Richtung des Ausgangsdrehmoment 104 und der Platte 109 geschoben. Die Eingriffsbereiche 167 werden in die Aussparungen 144 eingefügt und die Eingriffsbereiche 163 werden jeweils in die Öffnungen 158 eingefügt. Auf diese Weise kann der Dämpfer als eine einzige Einheit gehandhabt werden und kann von einer Axialseite angebracht werden, so daß die Montageschritte einfach sein können.

Bezugnehmend auf Fig. 29 ist ein mechanisches Sinnbild diagramm des Dämpfermechanismus der Kupplungsscheibenanordnung 101 dargestellt. Diese Figur gibt die Beziehungen zwischen den verschiedenen Elementen während des Betriebes des Dämpfermechanismus in einer Richtung wieder. Wie aus Fig. 29 ersichtlich ist, würde, selbst wenn der Dämpfer 108 nicht in der Kupplungsscheibenanordnung 101 angeordnet wäre, die Kupplungsscheibenanordnung die erste Stufe der Charakteristiken ohne Betätigung bzw. Wirkung der Feder und des Reibmechanismus bis zum Torsionswinkel θ_1 erzeugen. Somit kann die Kupplungsscheibenanordnung 101 mit und ohne Dämpfer 108, abhängig von den benötigten Charakteristiken, hergestellt werden.

Wenn der Reibbereich 111 des Eingangsrehlements 102 gegen das Schwungrad (nicht gezeigt) gedrückt wird, ein Drehmoment auf die Kupplungsscheibenanordnung 101 übertragen. Das Drehmoment wird nacheinander über die ersten und zweiten Platten 112 und 113, die dritten Federn 105, den Zwischenkörper 103, die zweiten Federn 110, das Zwischenelement 109 und den Dämpfer 108 übertragen und wird schließlich vom Ausgangsdrehmoment 104 auf die Welle (nicht dargestellt) übertragen. Im Dämpfer 108 wird das Drehmoment vom ersten Element 130 auf das zweite Element 131 über die ersten Federn 107 übertragen.

Wenn eine Drehmomentschwankung des Motors auf die Kupplungsscheibenanordnung 101 übertragen wird, tritt eine Torsionsschwingung, d. h. eine Relativdrehung zwischen dem Eingangsrehmoment 102 und dem Ausgangsdrehmoment 104 auf, so daß die dritten, vierten, zweiten und ersten Federn 105, 106, 110 und 107 zusammengedrückt werden.

Nachfolgend wird der Betrieb bzw. die Wirkungsweise der Kupplungsscheibenanordnung 101 unter Bezugnahme auf ein charakteristisches Diagramm in Fig. 30 beschrieben. In der nachfolgenden Beschreibung sei angenommen, daß das Eingangsrehmoment 102 fest mit einer anderen statären Vorrichtung verbunden ist und das Ausgangsdrehmoment 104 in Drehrichtung R2 relativ zum Eingangsrehmoment 102 verdreht ist.

Bevor die Außenzähne 157 mit den ersten Innenzähnen 145 in Kontakt kommen und daher der Torsionswinkel kleiner als der erste Torsionswinkel θ_1 ist, werden die ersten Federn 107 im Dämpfer 108 zuerst in Umfangsrichtung zusammengedrückt, so daß eine Charakteristik einer geringen Steifigkeit gezeigt wird. In dieser Stufe tritt ein kleiner Reibwiderstand zwischen den ersten und zweiten Elementen 130 und 131 auf. Wenn sich der Torsionswinkel auf den ersten Torsionswinkel θ_1 vergrößert, kommen die Außenzähne 157 mit den ersten Innenzähnen 145 in Kontakt und die Relativdrehung zwischen dem Ausgangsdrehmoment 104 und dem Zwischenkörper 103 endet. Deutsprechend werden die ersten Federn 107 nicht länger zusammengedrückt. In der zweiten Stufe, wenn der Torsionswinkel zwischen den ersten und zweiten Torsionswinkeln θ_1 und θ_2 liegt, werden die zweiten Federn 110 in Umfangsrichtung zwischen dem Zwischenelement 109 und dem Zwischenkörper 103 zusammengedrückt. In dieser Stufe wird eine Steifigkeit gezeigt, welche größer als die in der ersten Stufe ist.

Wenn sich der Torsionswinkel auf den Torsionswinkel θ_2 vergrößert, kommen die Außenzähne 157 mit den zweiten

Innenzähnen 137 in Kontakt und die zweiten Federn 110 werden nicht länger zusammengedrückt. Somit endet die Relativdrehung zwischen dem Ausgangsdrehelement 104 und dem Zwischenkörper 103 und anschließend tritt die Relativdrehung weiter bezüglich des Eingangsdrehelements 102 auf. Daher werden in einer dritten Stufe die dritten Federn 105 zusammengedrückt und ein Gleiten tritt zwischen dem Zwischenkörper 103 und dem Reibelement 171 auf. Als Ergebnis wird eine Charakteristik einer hohen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments in der dritten Stufe gezeigt, wenn sich der Torsionswinkel zwischen den zweiten und dritten Torsionswinkeln θ_2 und θ_3 befindet, wie in Fig. 30 angegeben. In einer vierten Stufe am dritten Torsionswinkel θ_3 wird begonnen, die vierten Federn 106 zusammenzudrücken, und anschließend werden die vierten und dritten Federn 105 und 105 parallel bzw. gleichzeitig zusammengedrückt, so daß eine Charakteristik einer weiter erhöhten Steifigkeit gezeigt wird. Wenn die Stifte 115 jeweils mit den Rändern der Aussparungen 169 am vierten Torsionswinkel θ_4 in Kontakt kommen, endet die Relativdrehung zwischen dem Ausgangsdrehelement 104 und dem Eingangsdrehelement 102.

Wie oben beschrieben, zeigt die Kupplungsscheibenanordnung 101 die Torsionscharakteristiken mit den ersten bis vierten Stufen und kann daher in ausreichender Weise unterschiedliche Arten von Schwingungen absorbieren und dämpfen. Insbesondere wird die Charakteristik einer geringen Steifigkeit und eines geringen Hysteresisdrehmoments in der ersten Stufe gezeigt, bei der der Winkel kleiner als der erste Torsionswinkel θ_1 ist. Daher werden Zahn- bzw. Getriebegeräusche während des Leerlaufs verhindert. Die Charakteristiken einer mittleren Steifigkeit werden im Zwischenbereich vom ersten Torsionswinkel θ_1 bis zum zweiten Torsionswinkel θ_2 gezeigt, d. h. im Zwischenbereich zwischen der ersten und zweiten Stufe. Daher wird das Sprungphänomen verhindert.

Die ersten Federn 107 werden nur in der ersten Stufe der Torsionscharakteristiken betrieben und werden nicht in der zweiten Stufe zusammengedrückt. Die zweiten Federn 110 werden nur in der zweiten Stufe der Torsionscharakteristiken zusammengedrückt und werden nicht in der dritten Stufe zusammengedrückt. Auf diese Weise werden die Federn für die erste Stufe und die Federn für die zweite Stufe nur in den jeweiligen Stufen zusammengedrückt und werden nicht in höheren Stufen zusammengedrückt. Daher können Ermüdung, Bruch usw. der Federn 107 und 110 verhindert werden.

Die vorliegende Erfindung kann nicht nur in Kupplungsscheibenanordnungen, sondern auch in anderen Kraftübertragungsvorrichtungen verwendet werden.

Gemäß der Dämpfungsscheibenanordnung der vorliegenden Erfindung ist der Dämpfer mit den ersten elastischen Elementen, welche als Federn für die erste Stufe in den Torsionscharakteristiken wirken, an einer Position angeordnet, welche axial vom ersten kreisförmigen Plattenelement verschoben ist. Daher kann ein ausreichend großer Kontaktbereich zwischen Kontaktbereichen der Nabe und dem ersten kreisförmigen Plattenelement sichergestellt werden.

Bei einer Dämpfungsscheibenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung ist, da ein zweiter elastischer Bereich nicht durch eine herkömmliche Nabe und eine Zwischenplatte abgestützt ist, sondern durch erste und zweite Bereiche, welche unterschiedlich von der herkömmlichen Nabe und der Zwischenplatte sind, es möglich, einen Bereich zu verwenden, welcher einfach herzustellen ist. Zusätzlich ist in dieser Dämpfungsscheibenanordnung eine Reibfläche zwischen den ersten und zweiten Bereichen gebildet, was zu einer Verringerung der Anzahl der Teile führt.

Zusammenfassend wurde somit eine Dämpfungsscheibenanordnung mit einem Dämpfungsmechanismus 108 beschrieben. Der Dämpfungsmechanismus 108 weist einen vereinfachten Aufbau mit einer Feder und einem reibungserzeugenden Mechanismus auf, welcher eine Charakteristik eines ersten Schritts in einer Dämpfungsscheibenanordnung mit geteilter Nabe bereitstellt. Die Dämpfungsscheibenanordnung weist ebenfalls eine Ausgangsnabe 104, ein Paar Eingangsplatten 112 und 113, eine Zwischenplatte 109 und ein erstes elastisches Element 106 auf. Die Zwischenplatte 109 ist zwischen dem Paar der Eingangsplatten 112 und 113 angeordnet. Das erste elastische Element 106 verbindet das Eingangsplattenpaar 112 und 113 und die Zwischenplatte 109 elastisch in Drehrichtung. Die Ausgangsnabe 104 ist an einer inneren Umfangsseite des Paares der Eingangsplatten 112 und 113 und der Zwischenplatte 109 angeordnet. Der Dämpfungsmechanismus 108 verbindet die Ausgangsnabe 104 und die Zwischenplatte 109 elastisch in Drehrichtung und umfaßt einen ersten und zweiten Bereich 131 und 132 sowie einen elastischen Bereich 107. Der erste Bereich 131 ist mit einem äußeren Umfang der Ausgangsnabe 104 in einer relativ hierzu drehfesten aber axial bewegbaren Weise verbunden. Der erste Bereich 131 umfaßt eine erste Reibfläche und ein erstes Abstützteil 164. Der zweite Bereich 130 ist mit der Zwischenplatte 109 in einer relativ hierzu drehfesten Weise verbunden. Der zweite Bereich 130 umfaßt eine zweite Reibfläche, welche die erste Reibfläche berührt, sowie ein zweites Abstützteil 168, welches dem ersten Abstützteil 164 entspricht. Das Drehenteil des elastischen Bereichs 107 ist durch die ersten und zweiten Abstützteile 164 und 168 abgestützt und verbindet die ersten und zweiten Bereiche 131 und 130 in einer Drehrichtung.

Im Rahmen der vorliegenden Erfindung sind vielfache Änderungen und Modifikationen möglich, ohne den Umfang der vorliegenden Erfindung zu verlassen. Die Beschreibung der Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung dient nur zu illustrativen Zwecken und nicht zum Zwecke der Beschränkung der Erfindung.

Patentansprüche

1. Dämpfungsscheibenanordnung mit ersten und zweiten Eingangsplatten (31, 32; 112, 113); einer Zwischenplatte (18; 103), welche zwischen den ersten und zweiten Eingangsplatten (31, 32; 112, 113) angeordnet ist; einem ersten elastischen Element (16; 105), welches die ersten und zweiten Eingangsplatten (31, 32; 112, 113) und die Zwischenplatte (18; 103) in Drehrichtung elastisch verbindet; einer Ausgangsnabe (3; 104), welche an inneren Umfangsseiten der ersten und zweiten Eingangsplatten (31, 32; 112, 113) und der Zwischenplatte (18; 103) angeordnet ist; und einem Dämpfungsmechanismus (6; 108), welcher zwischen der Ausgangsnabe (3; 104) und der Zwischenplatte (18; 103) angeordnet ist, wobei der Dämpfungsmechanismus die Ausgangsnabe (3; 104) und die Zwischenplatte (18; 103) in Drehrichtung elastisch verbindet; wobei der Dämpfungsmechanismus einen ersten Bereich (19; 131), welcher mit einem äußeren Umfang der Ausgangsnabe (3; 104) drehfest verbunden ist und axial bezüglich der Ausgangsnabe (3; 104) bewegbar ist, wobei der erste Bereich eine erste Reibfläche und einen ersten Abstützteil (90) aufweist; einen zweiten Bereich (20; 130), der zur Drehung mit der Zwischenplatte (18; 103) verbunden ist, wobei der

zweite Bereich eine mit der ersten Reibfläche in Kontakt stehende zweite Reibfläche und einen zweiten Abstützteil (76, 77) entsprechend dem ersten Abstützteil (90) aufweist; und

ein zweites elastisches Element (21; 107) umfaßt, welches zwischen und abgestützt durch die ersten und zweiten Abstützteile (90, 76, 77) angeordnet ist, um die ersten und zweiten Bereiche (19, 20; 131, 130) in Drehrichtung elastisch zu verbinden.

2. Dämpfungsscheibenanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Bereich (19; 131) einen ringförmigen Hauptkörper (89; 161) aufweist, welcher aus einem Harzmaterial hergestellt ist.

3. Dämpfungsscheibenanordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Bereich (19; 131) ein axiales Innenteil des zweiten elastischen Bereichs abstützt.

4. Dämpfungsscheibenanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Abstützteil (90) einen in dem ringförmigen Hauptkörper (89) gebildeten ausgesparten Bereich aufweist.

5. Dämpfungsscheibenanordnung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der ausgesparte Bereich des ersten Abstützteils (90) eine äußere Umfangsseite aufweist, welche eine innere Umfangsseite des zweiten elastischen Elements (21) abstützt.

6. Dämpfungsscheibenanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Bereich (19; 131) einen Vorsprung (99; 163) aufweist, welcher mit einem Flansch der Ausgangsnabe (3; 104) in einer hierzu relativ drehfesten und axial bewegbaren Weise verbunden ist.

7. Dämpfungsscheibenanordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Bereich (19; 131) einen Vorsprung (99; 163) aufweist, welcher mit einem Flansch der Ausgangsnabe (3; 104) in einer hierzu relativ drehfesten und axial bewegbaren Weise verbunden ist.

8. Dämpfungsscheibenanordnung nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Bereich (19; 131) einen Vorsprung (99; 153) aufweist, welcher mit einem Flansch der Ausgangsnabe (3; 104) in einer hierzu relativ drehfesten und axial bewegbaren Weise verbunden ist.

9. Dämpfungsscheibenanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 8 weiter umfassend ein drittes elastisches Element (78; 132), welches eine Axialkraft aufbringt, welche die ersten und zweiten Reibflächen gegeneinander drückt.

10. Dämpfungsscheibenanordnung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte elastische Element (78; 132) eine konische Feder ist.

11. Dämpfungsscheibenanordnung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß sich das dritte elastische Element (78; 132) mit dem ersten Bereich (19; 131) des Dämpfungsmechanismus (6; 108) in Eingriff befindet.

12. Dämpfungsscheibenanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß das erste elastische Element (16; 105) eine Vielzahl von in Umfangsrichtung beabstandeten Federn umfaßt.

Hierzu 25 Seite(n) Zeichnungen

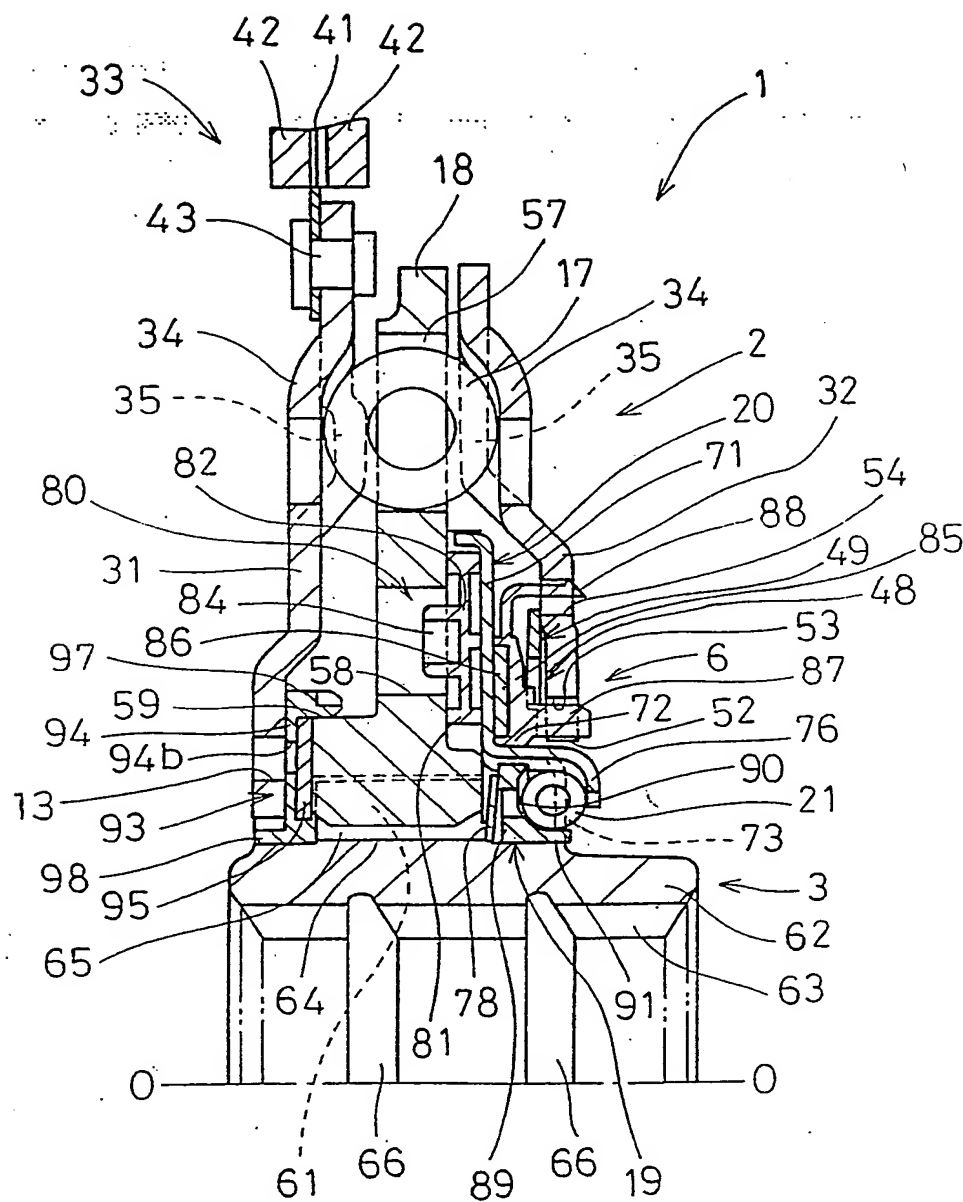


Fig. 3

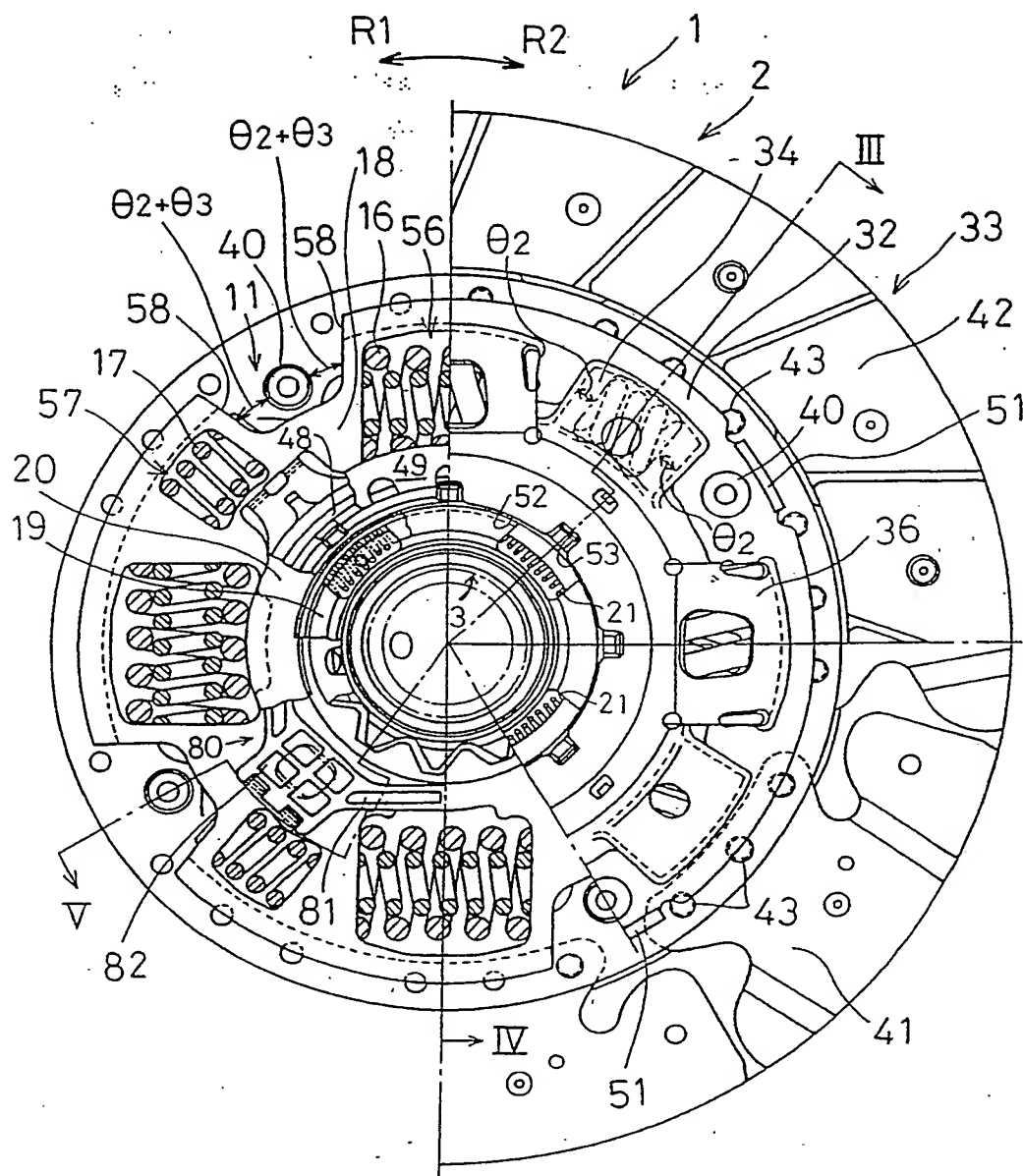


Fig. 1

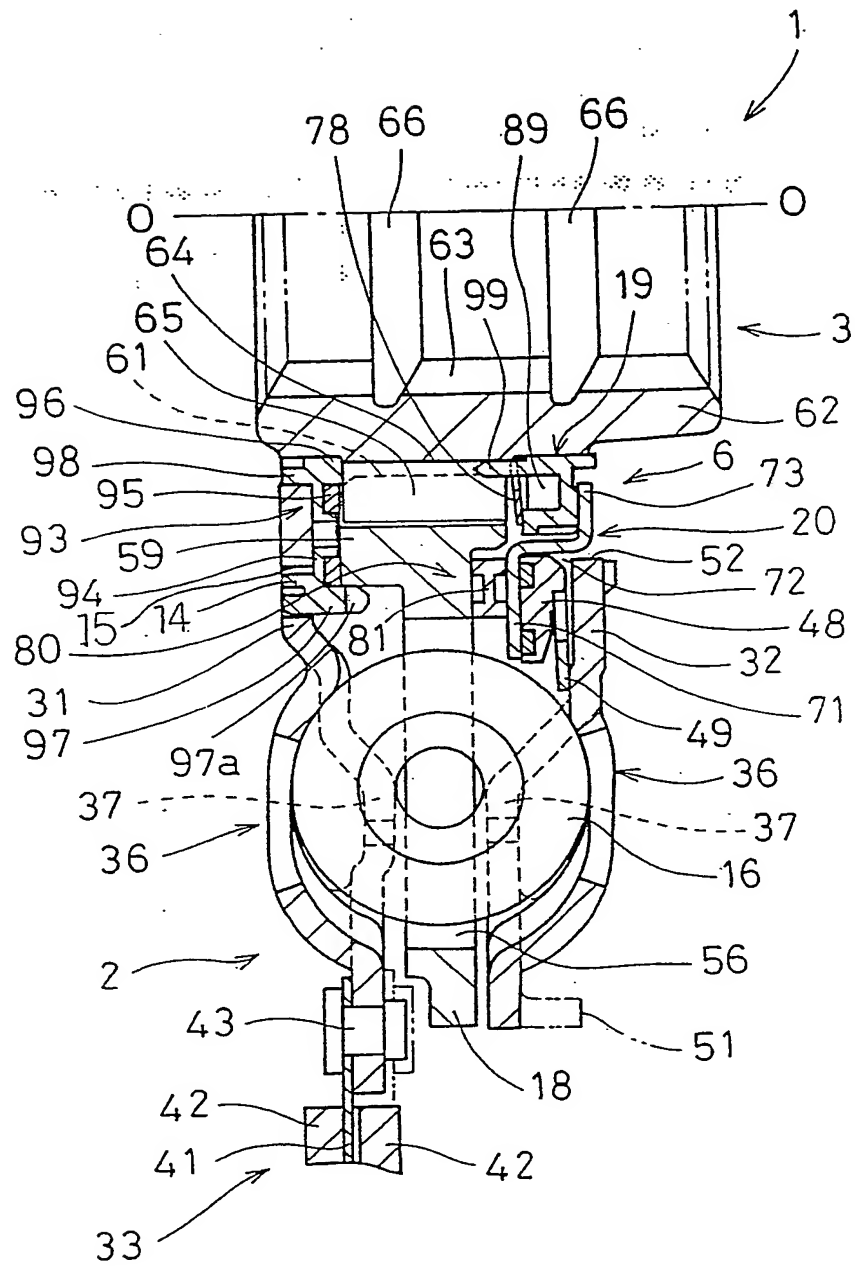


Fig. 4

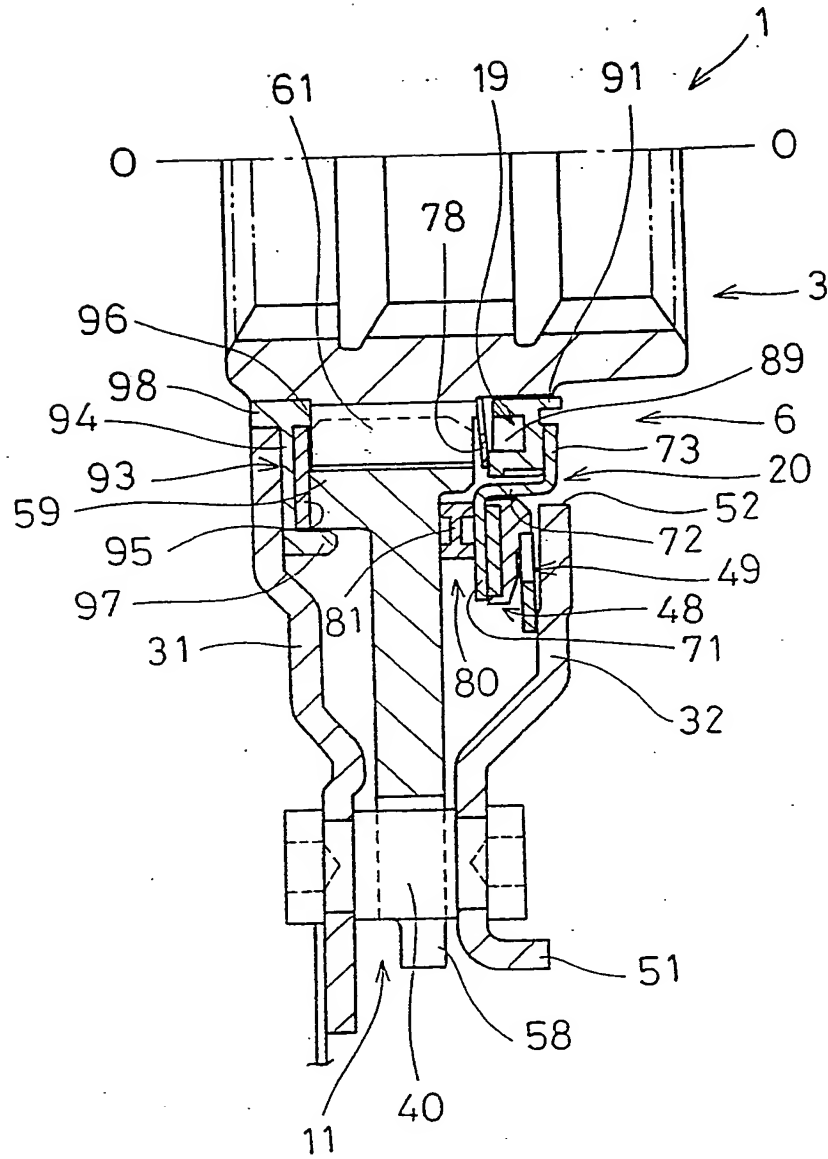


Fig. 5.

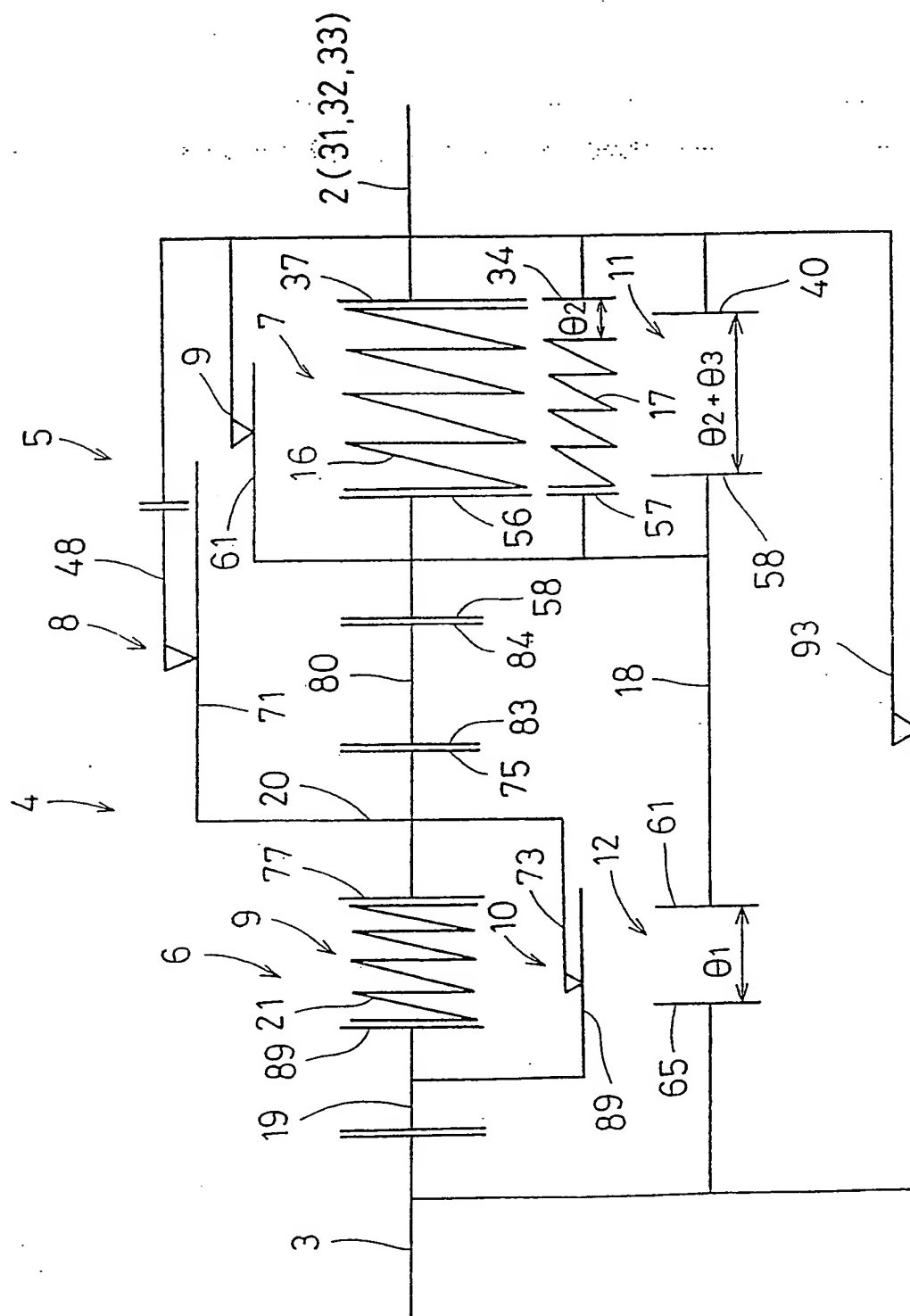


Fig. 6

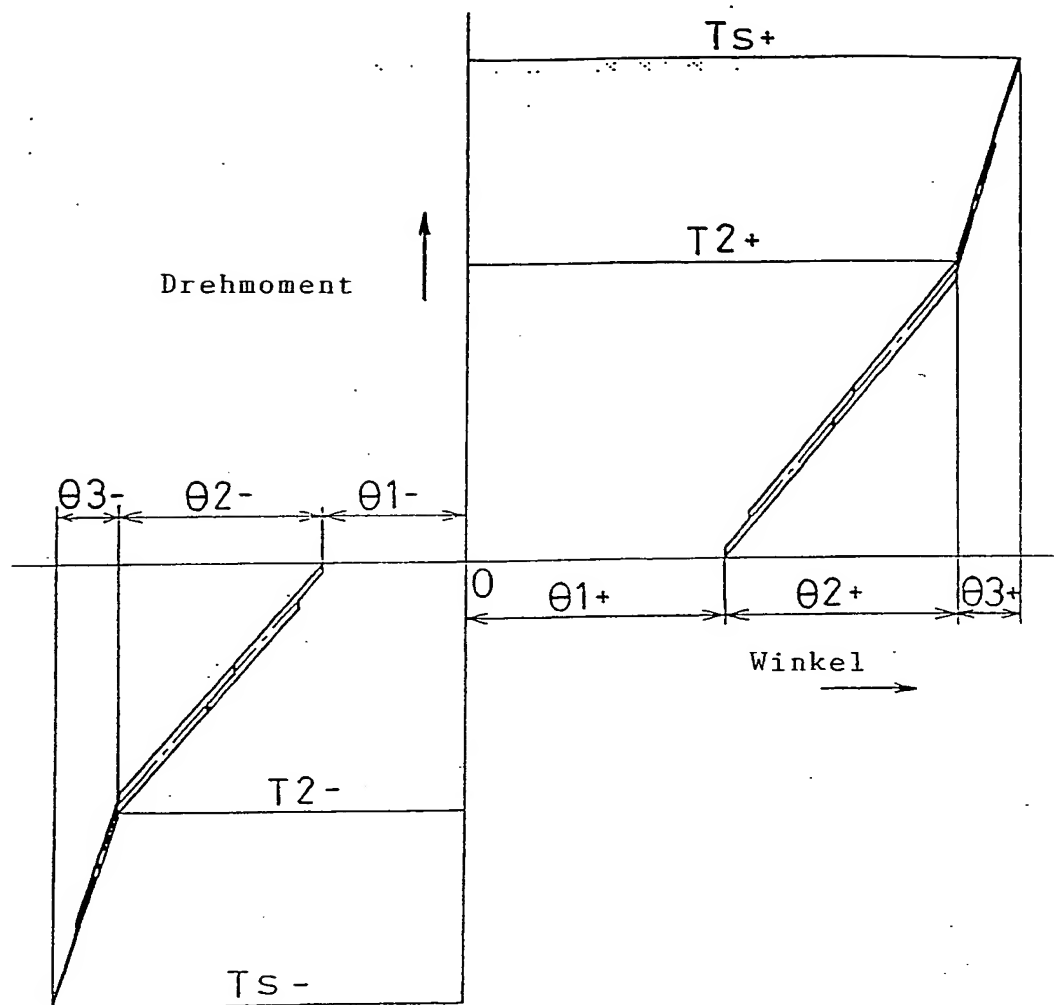


Fig. 7

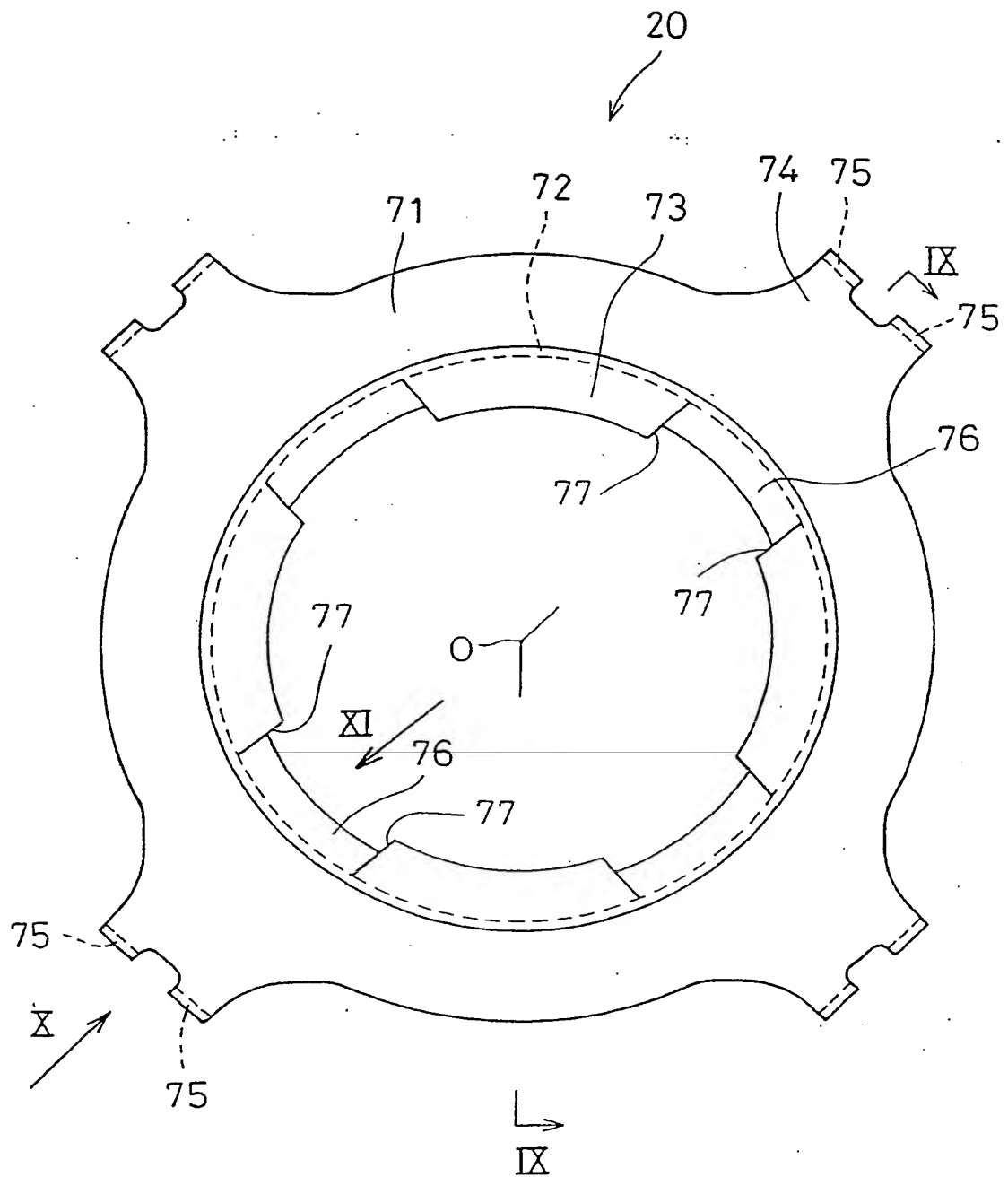


Fig. 8

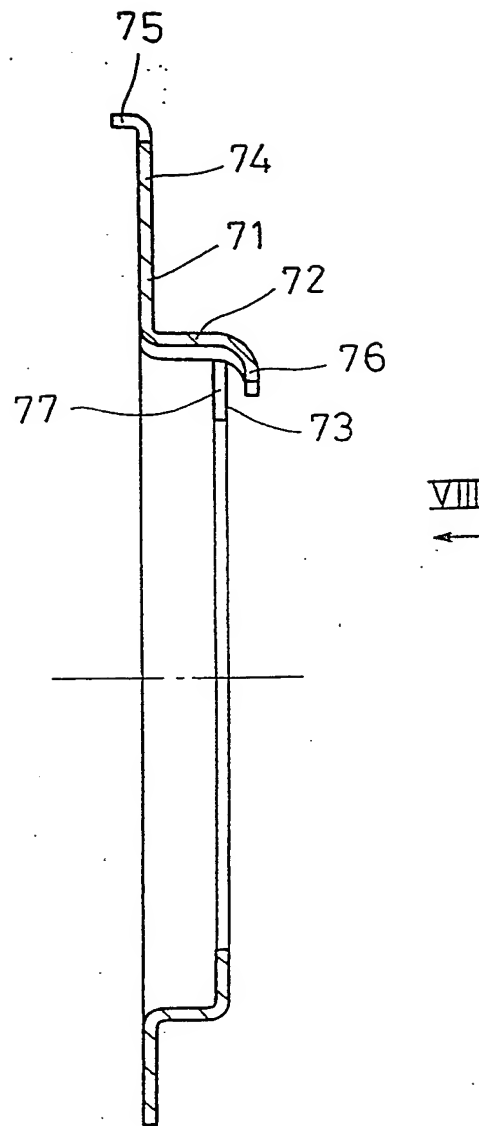


Fig. 9

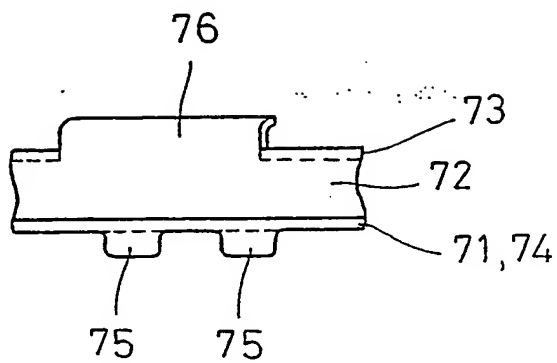


Fig. 10

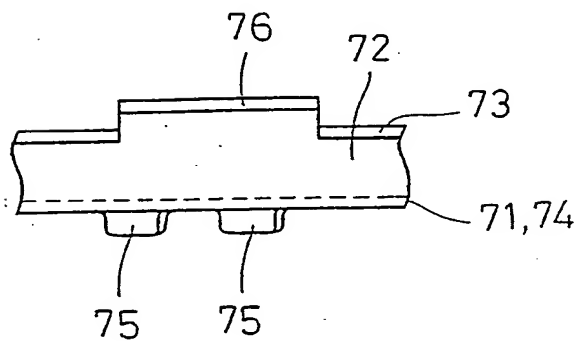


Fig. 11

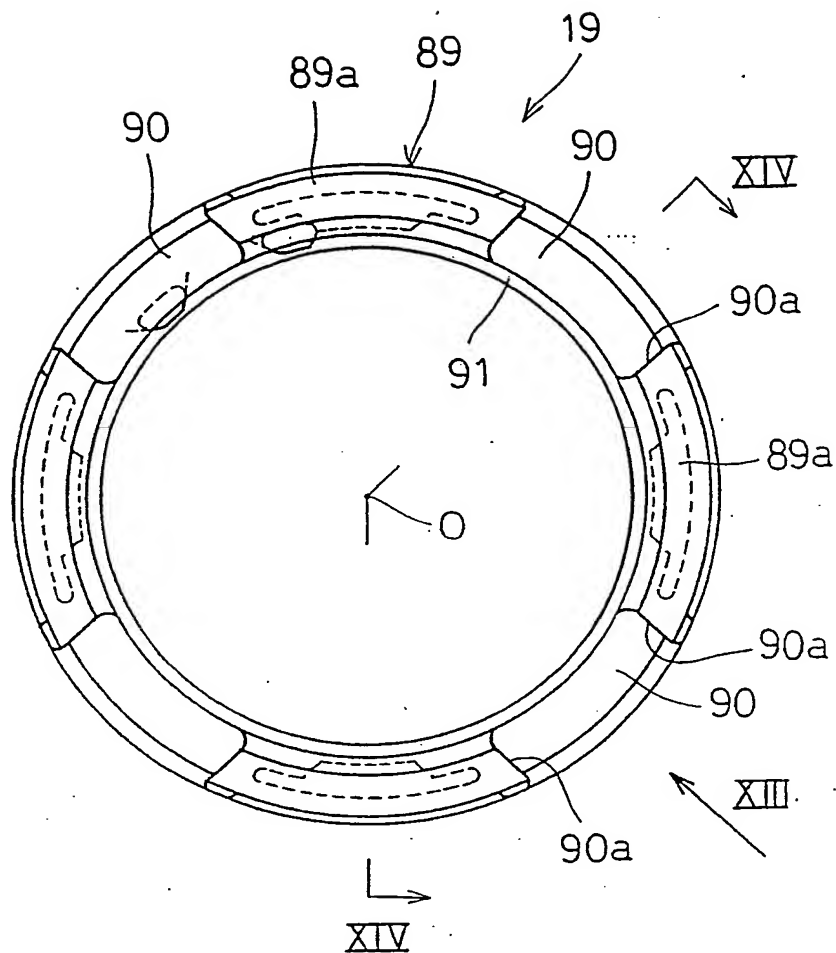


Fig. 12

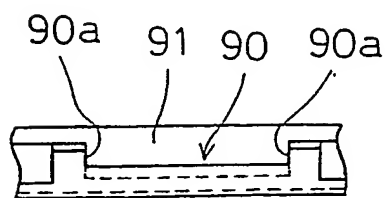
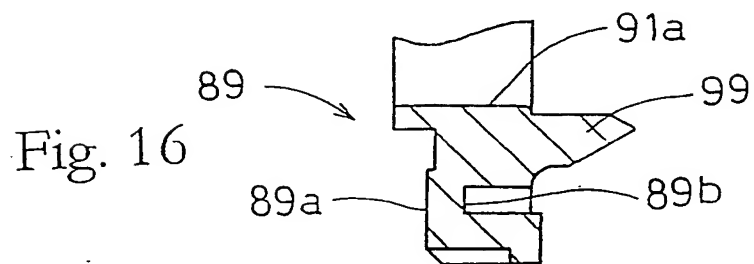
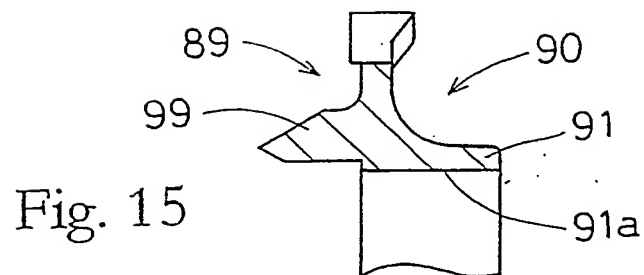
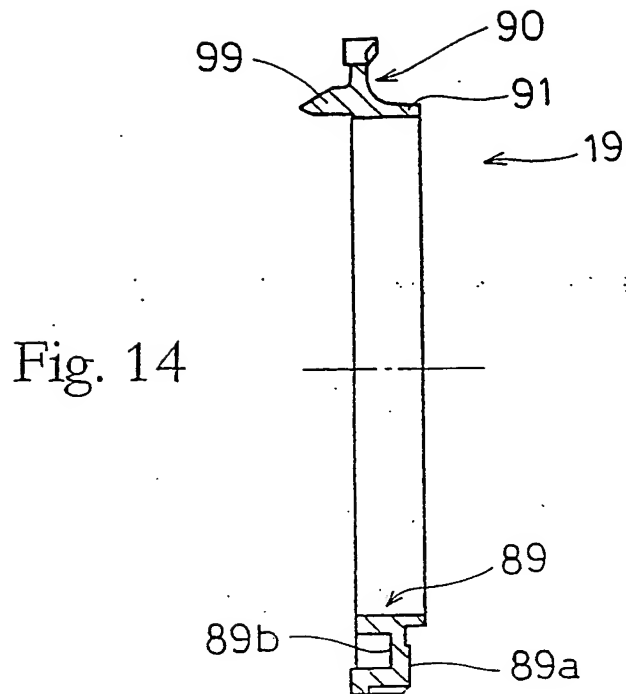


Fig. 13



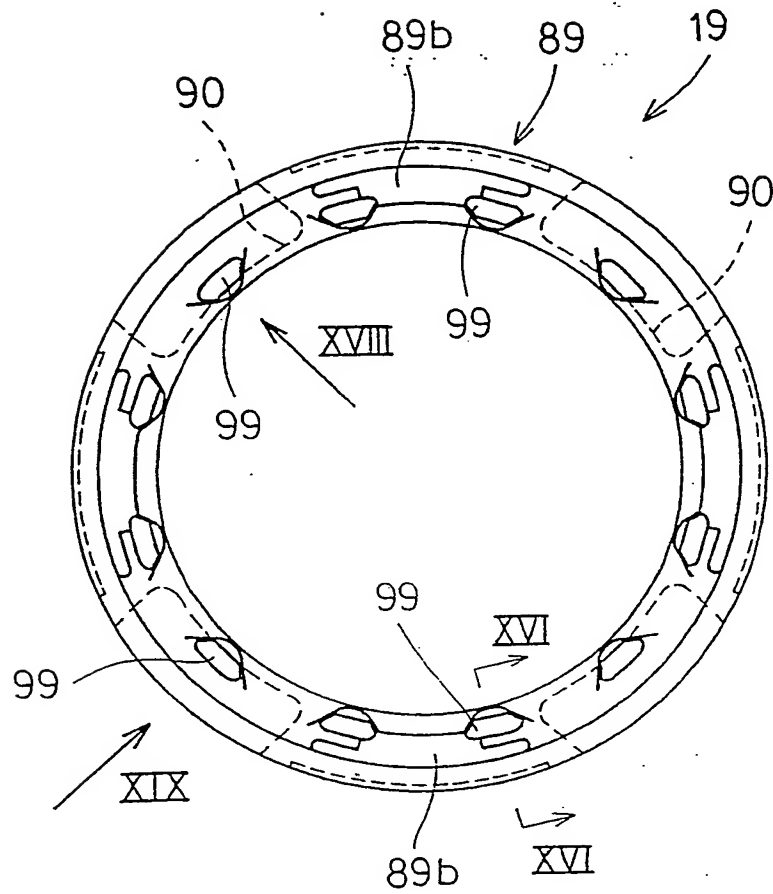


Fig. 17

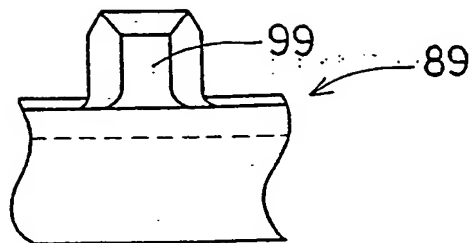


Fig. 18

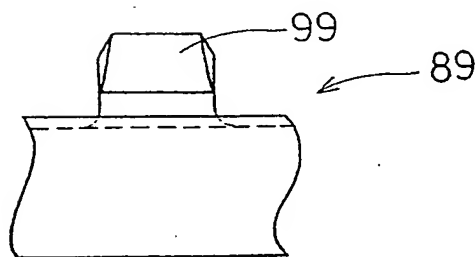


Fig. 19

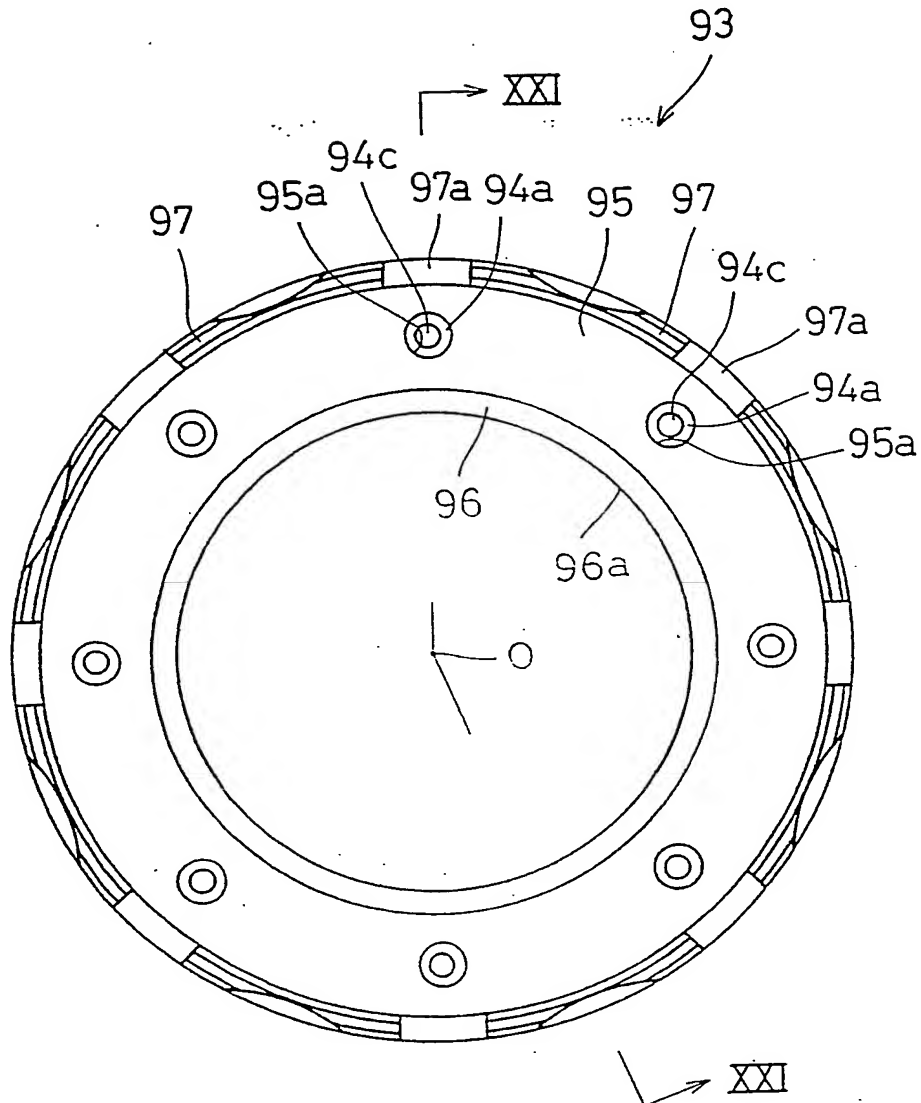


Fig. 20

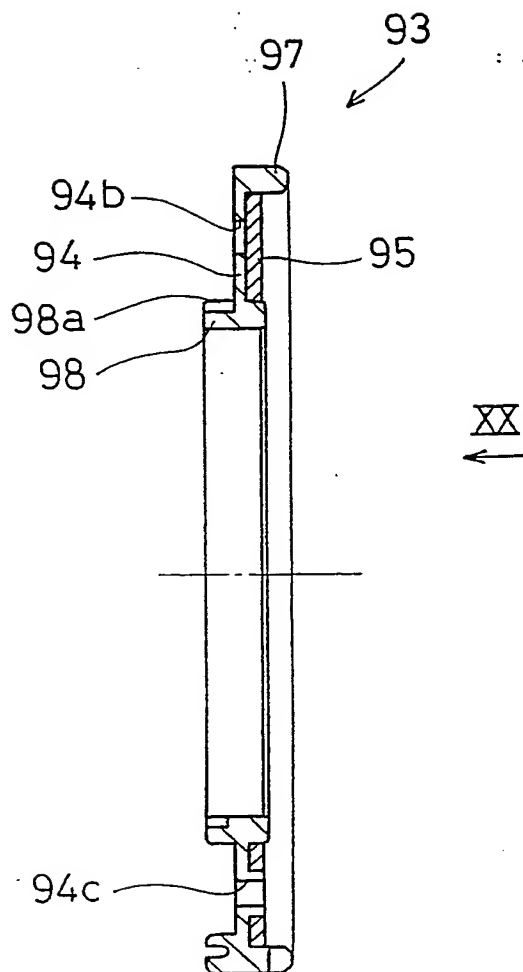


Fig. 21

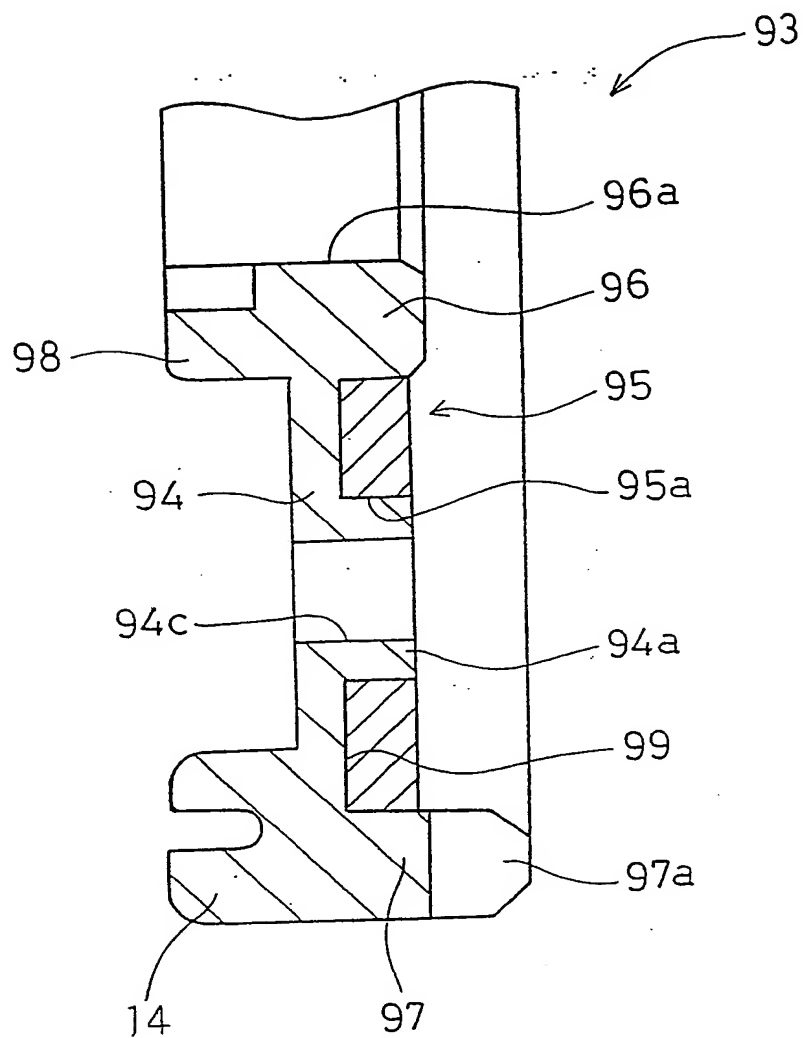


Fig. 22

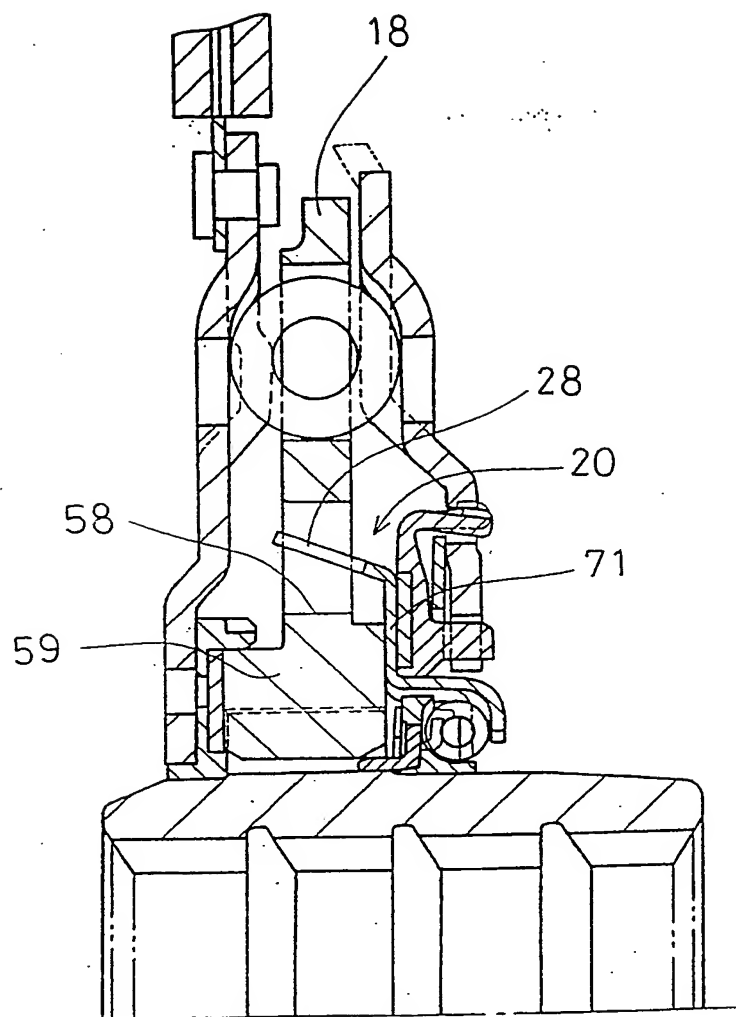


Fig. 23

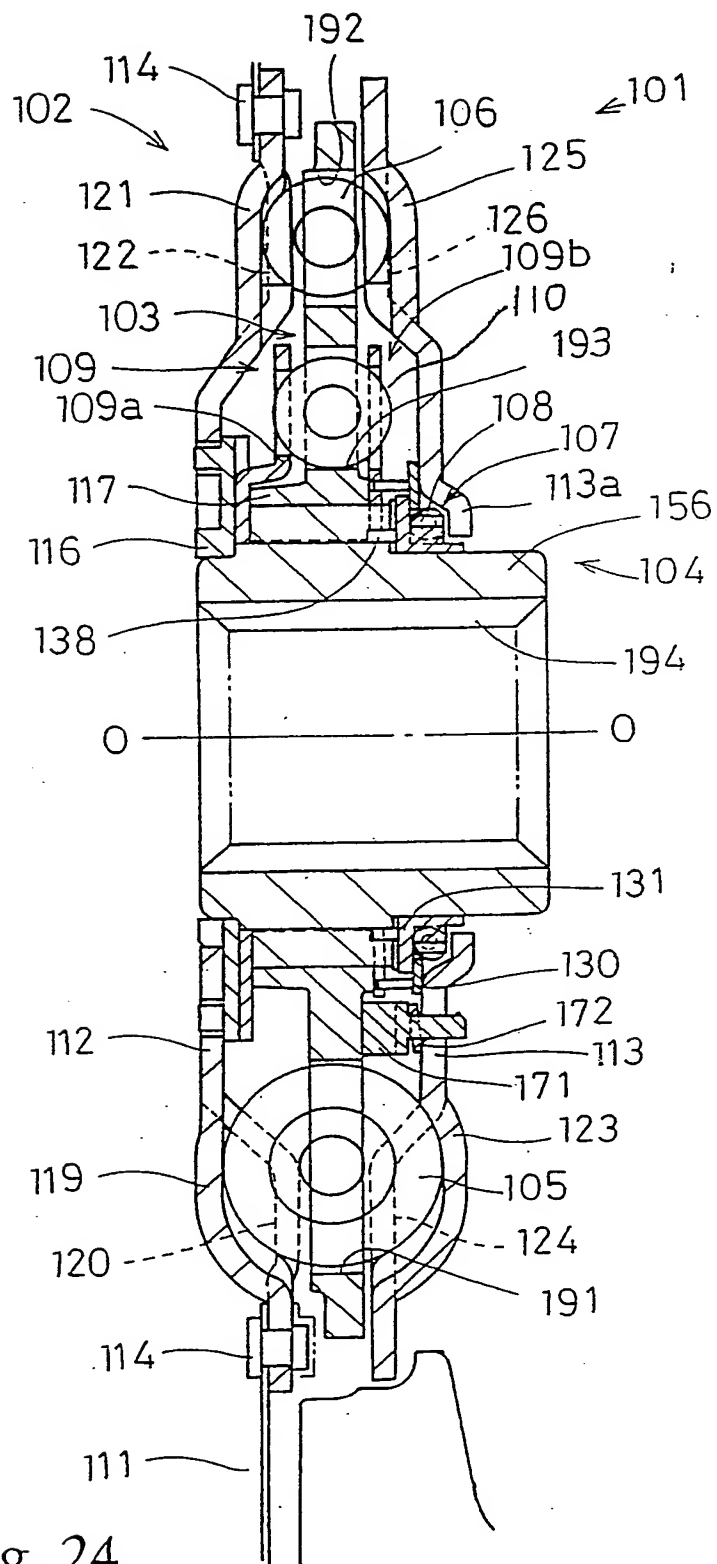


Fig. 24

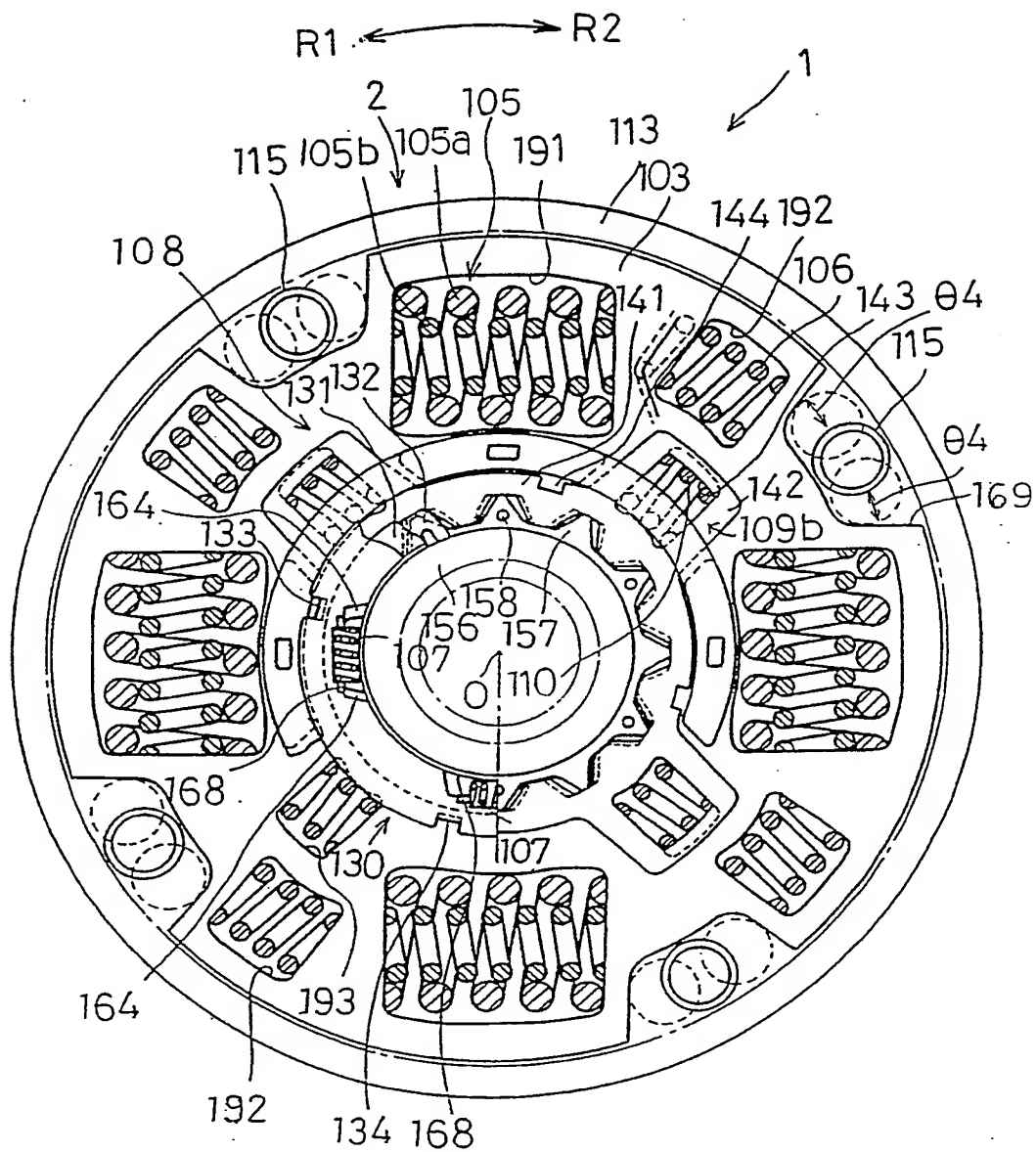


Fig. 25

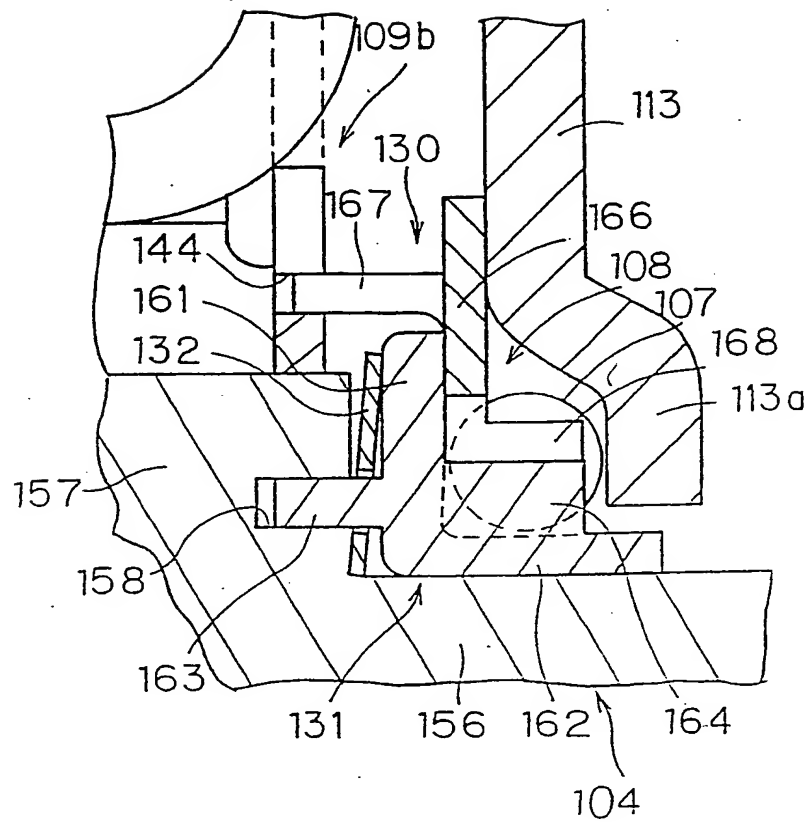


Fig. 26

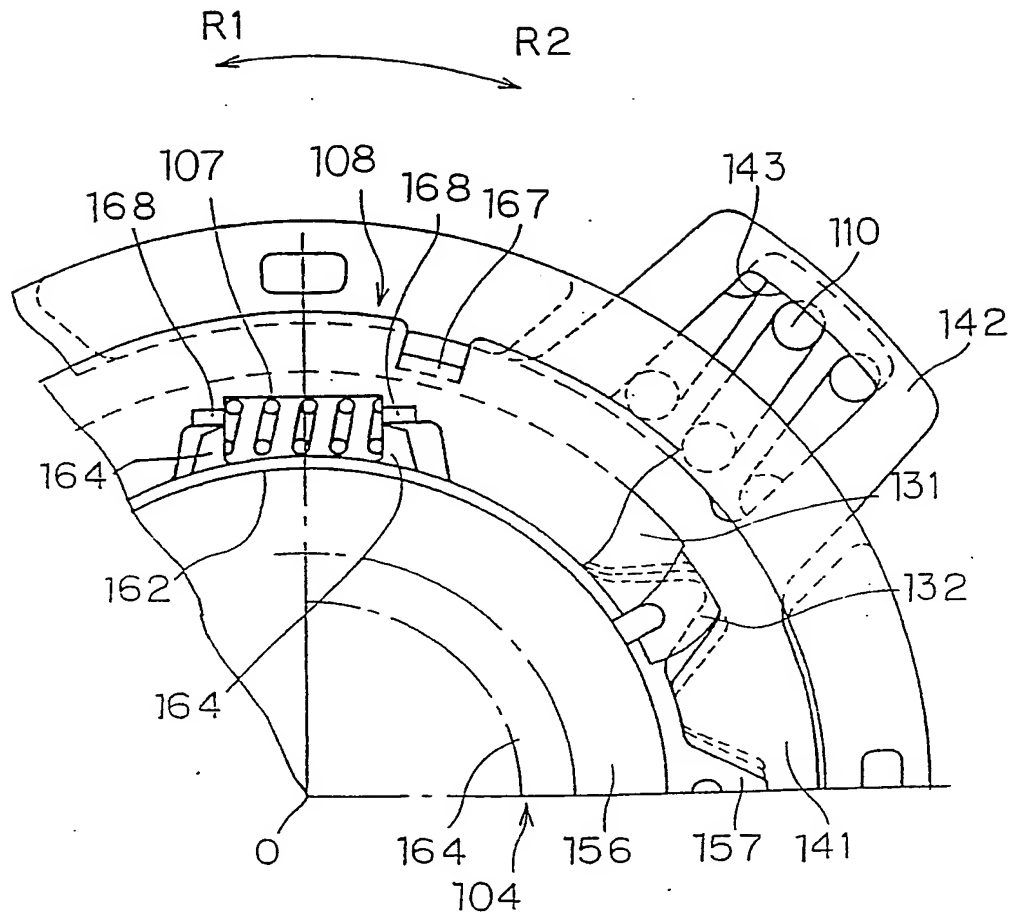


Fig. 27

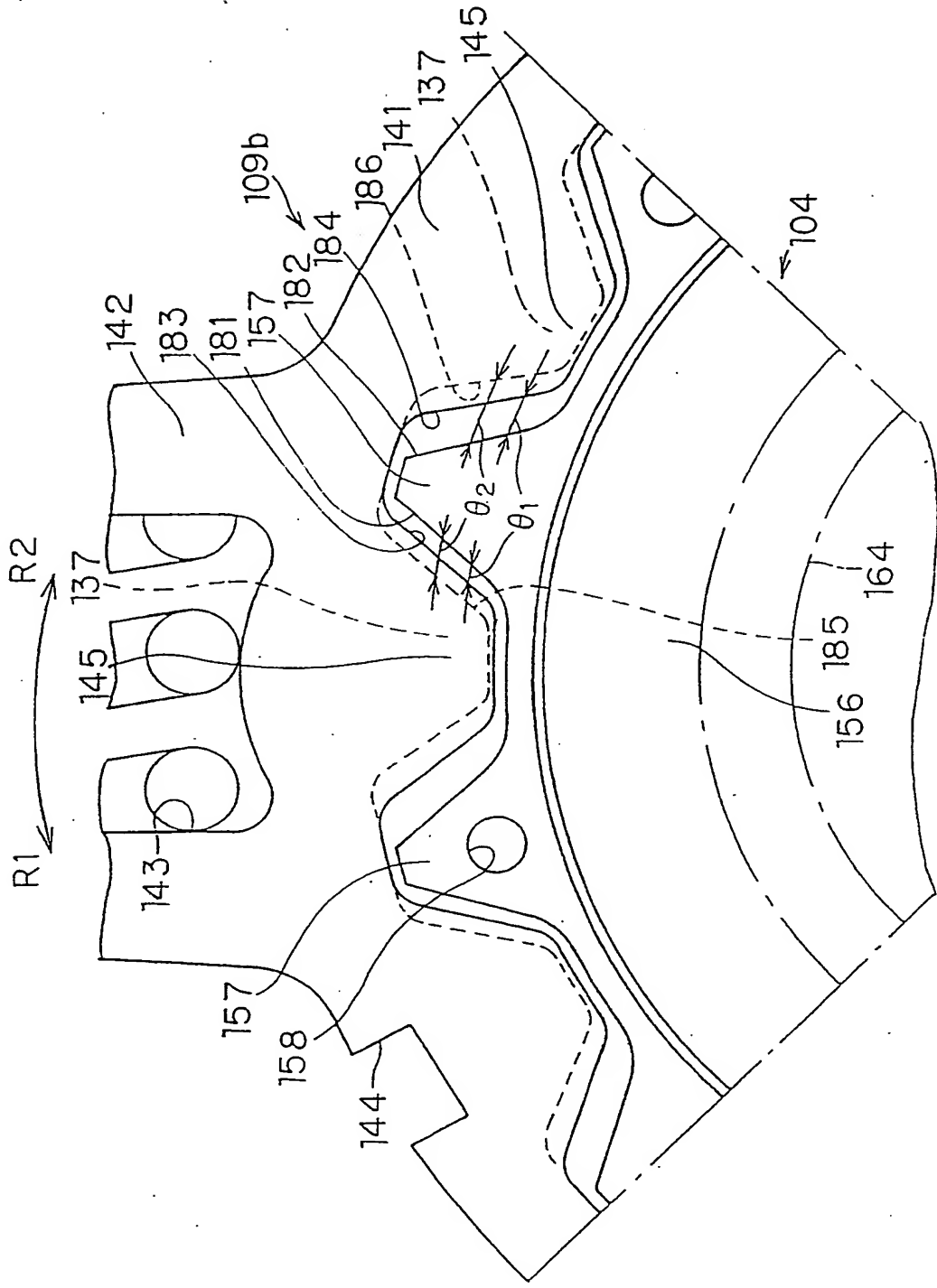


Fig. 28

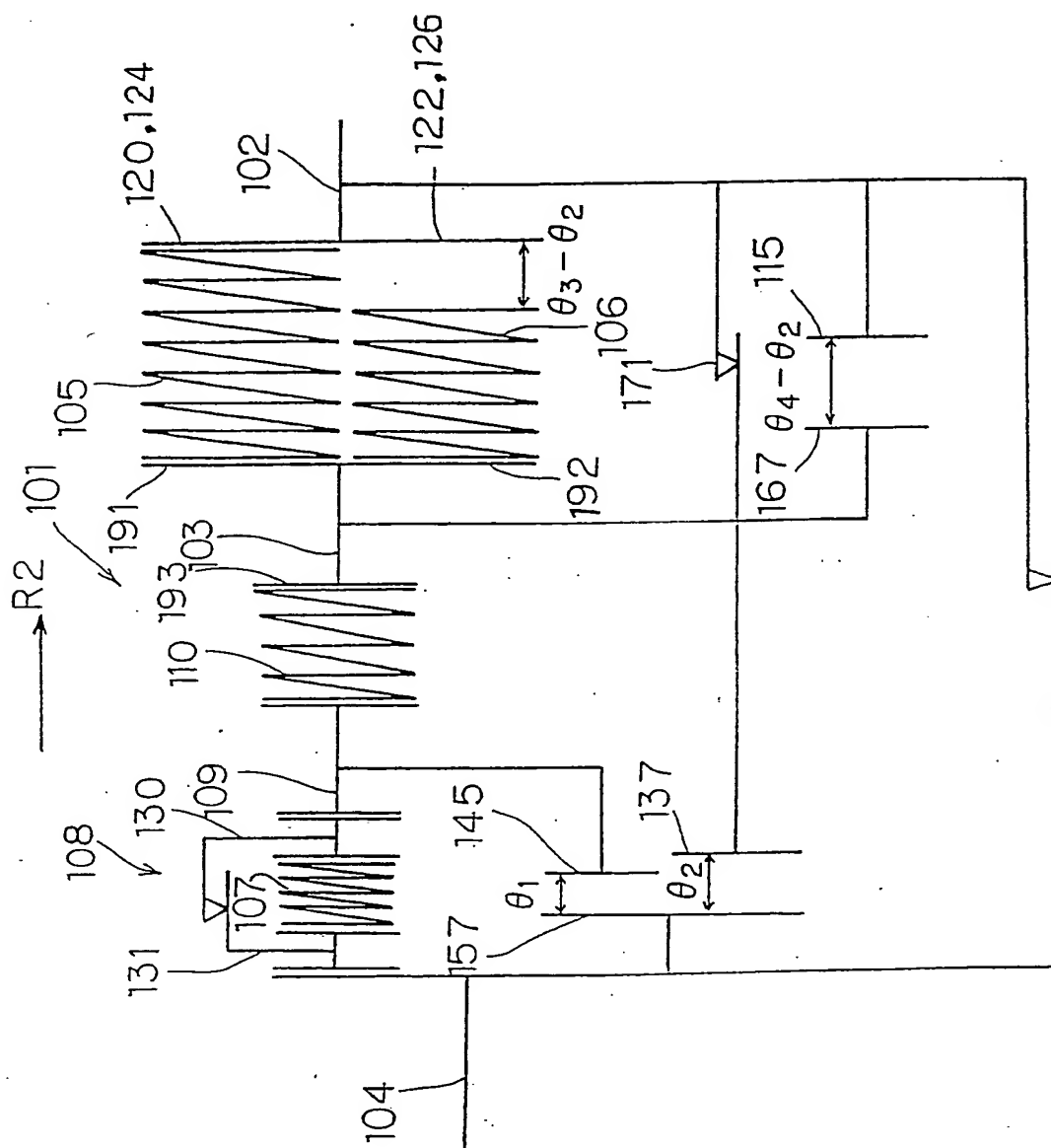


Fig. 29

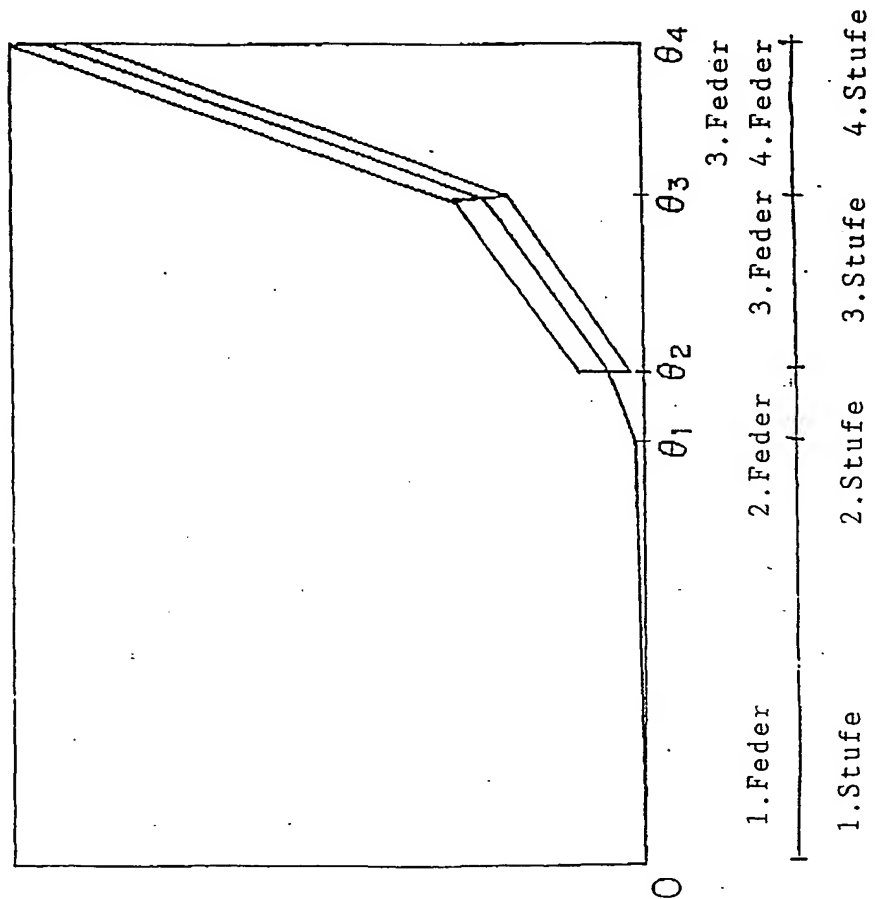


Fig. 30